Bernoulli's

Dampfmaschinenlehre.

Sechste Auflage

umgearbeitet und vermehrt

durch

Friedrich Autenheimer,

Direktor des zürcherischen Technikums in Winterthur, Verfasser von „Bernoulli's Vademecum des Mechanikers", vom „Elementarbuch der Differential- und Integralrechnung", vom „Lehr- und Lesebuch für gewerbliche Fortbildung" und von den „Aufgaben über mechanische Arbeit".

Mit 320 in den Text gedruckten Holzschnitten und 2 Kupfertafeln.

Stuttgart.

Verlag der J. G. Cotta'schen Buchhandlung.

1877.

Buchdruckerei der J. G. Cotta'schen Buchhandlung in Stuttgart.

Vorrede.

Im Jahr 1854 erschien die vierte Auflage der „Dampfmaschinenlehre“. Sie wurde von Professor Christoph Bernoulli, in hohem Alter stehend, besorgt und zeichnete sich aus durch einfache und klare Darstellung der Grundprincipien.

Mit der Bearbeitung der fünften Auflage, welche im Jahr 1865 herauskam, betraute die Verlagshandlung Herrn Professor C. Th. Böttcher in Chemnitz, der wesentliche Theile umarbeitete, neue hinzufügte, namentlich die theoretische Seite mehr hervortreten ließ und die lithographirten Abbildungen durch Holzschnitte ersetzte, welche in den Text gedruckt wurden. Die Herausgabe fiel in jene Zeit, da die mechanische Wärmetheorie in ihren Hauptsätzen zwar begründet, dagegen in der Anwendung auf die Dampfmaschinen noch unbeholfen war. Deßhalb konnten diese Theorien in einem Abschnitt zwar berücksichtigt werden, doch nicht im ganzen Buche zur Geltung kommen.

Der Herausgeber der vorliegenden Auflage bemühte sich nun, gerade die Sätze der mechanischen Wärmelehre und ihre Verwerthung beim Dampfe möglichst einfach vorzuführen, die Konstruktionslehre mehr als bisher zu berücksichtigen und alle Theile zu einem ein-

heitlichen Ganzen zu verarbeiten. Selbstverständlich wurden die Arbeiten der frühern Verfasser nur da modificirt oder ersetzt, wo dieß durchaus nöthig schien.

Herrn Dr. Zeuner bin ich für die Lehren, welche ich aus seinen Schriften schöpfte, zu besonderm Dank verpflichtet.

Möge diese Arbeit, wie meine frühern, eine wohlwollende Aufnahme finden.

Winterthur, im Januar 1877.

Fr. Autenheimer.

Inhaltsverzeichniß.

Einleitung.

Wichtigkeit der Dampfmaschinen für die menschliche Gesellschaft und allmälige Verbreitung derselben.

Was die Erfindung der Buchdruckerkunst für unsere geistige Kultur, für die Beförderung der Wissenschaften und der Aufklärung geworden ist, das mag die der Dampfmaschine für die menschliche Gewerbsthätigkeit, für die Vermehrung und Verbreitung des Wohlstandes sein.

Einen wichtigen Fortschritt machte ohne Zweifel der Mensch, als er die beiden Naturkräfte, das fließende Wasser und den Wind, benutzen und zu seinen Zwecken dienstbar machen lernte; einen weit größern jedoch durch die Erfindung der Dampfmaschine; denn nun vermag auch der Mensch die Kraft sich selbst zu schaffen, wie und wo er sie zu seinen Zwecken bedarf.

In der That, wie groß und nützlich auch jene ist, die dem laufenden Wasser und Winde innewohnt, wie freigebig auch die Natur sie spendet, der Mensch fühlt tief seine Abhängigkeit von der Geberin. Wohl treibt der Wind seine Mühlen und schwellt die Segel seiner Schiffe; aber beständig ändern sich Richtung und Stärke desselben, auf lange Zeit verliert sich die Kraft oft ganz und dann erreicht sie plötzlich wieder eine zerstörende Gewalt, deren er nicht Meister wird. Eben so bietet das fließende Wasser uns eine gegebene Kraft dar. Nur selten und oft mit großer Mühe läßt es sich hinleiten, wo wir es zu gebrauchen wünschen; noch weniger oft läßt sich das Gefälle und die Masse ändern. Wir müssen die Kraft aufsuchen und nach ihr das Werk richten und beschränken, das wir dadurch fördern sollen.

In der Dampfmaschine hingegen haben wir die Mittel gefunden, aller Orten, wo immer nur einiges Wasser vorhanden und Brennstoff zu beschaffen ist, uns jede erforderliche Kraft selbst zu erzeugen, die wir verlangen mögen. Wohl hat auch die Erfindung des Schießpulvers

uns eine recht mächtige Gewalt hervorzurufen gelehrt; allein nur zu augenblicklichen Wirkungen. Die Dampfmaschine hat uns erst in den Stand gesetzt, eine anhaltende, fortdauernde Kraft selbst zu schaffen, wie sie die Industrie, und zwar im weitesten Sinne des Worts, bedarf. [1] Sie ersteigt mit dieser Erfindung daher eine neue Stufe, und die Civilisation macht einen neuen Fortschritt, der dem eines Jägervolkes nicht unähnlich ist, das sich zu einem ackerbauenden erhebt.

In mehreren Ländern hatten die Fortschritte der Physik gegen das Ende des siebzehnten Jahrhunderts die Möglichkeit einer vortheilhaften Anwendung des Dampfes einsehen gelehrt und die Erfindung einer Maschine, welche auf der Elasticität desselben beruhte, nahe gebracht. Dem praktischen Sinne der Engländer gelang es zuerst eine solche auszuführen. Diese merkwürdige Erfindung hat indessen, wiewohl schon vor länger als anderthalb Jahrhunderten gemacht, seit etwa 80 Jahren erst allgemeine Aufmerksamkeit erregt, und ihre Anwendung hat in den neuern Zeiten erst die verdiente Ausdehnung erlangt.

Wie die Entdeckung moralischer Wahrheiten, so gehen auch gewöhnlich die wichtigsten technischen Erfindungen dem Zeitalter voran, das ihren Werth zu erkennen und sie zu benutzen und anzuwenden vermag. Eine gewisse Empfänglichkeit muß erst erwachen, das Bedürfniß erst rege werden.

Dann steht einer schnellen Verbreitung der Erfindungen gewöhnlich die anfängliche Unvollkommenheit derselben entgegen; sie gewähren in ihrem ersten mangelhaften Zustande nur zweifelhafte Vortheile und lassen kaum ahnen, was sie später leisten könnten. So machen die meisten Erfindungen von selbst nur langsame Fortschritte, und ohne daß das Vorurtheil sich ihnen gewaltsam noch entgegensetzte, werden

[1] Die Dampfmaschine hindert uns nicht, jede andere Kraft zu benutzen, so oft sie uns dienen kann; aber in unzähligen Fällen leistet sie Hülfe, wo andere Kräfte uns nicht zu Gebote stehen oder ergänzt werden müssen.

Eine Wasserkraft ist in der Regel allerdings weit wohlfeiler; allein die wenigsten finden sich da, wo die Industrie sie wünschte. Monate lang versagen sie oft ganz oder größtentheils ihre Hülfe. Dazu kommt, daß jeder Besitzer meist von andern mehr oder weniger abhängig ist. Noch wohlfeiler ist die Kraft des Windes, allein einen so launenhaften Diener kann die Industrie selten gebrauchen. Allerdings hat diese Erfindung nicht wenig beigetragen, daß hie und da der Industrie eine zu rasche oder übermäßige Ausdehnung gegeben wurde, und auch das ist wahr, daß ohne sie jene Agglomeration der Fabriken an einzelnen Orten, aus der wohl die meisten Uebelstände des neuen Fabrikwesens hervorgehen, unmöglich gewesen wäre; allein daß von einem Gute auch ein schädlicher Gebrauch gemacht werden kann, verringert sicherlich nicht dessen Werth.

dadurch schon gewisse Nachtheile gehindert, die jede allzurasche Ausbreitung, auch des Bessern, für Einzelne wohl haben muß.

Dasselbe lehrt die Geschichte der Dampfmaschine. Die erste dieser Maschinen, die Savery ums Jahr 1700 zu Stande brachte, fand lange fast gar keine technische Anwendung: sie diente beinahe nur in Gärten zu künstlichen Wasserwerken, zu welchem Behufe eine solche sogar Peter I. nach Petersburg kommen ließ. Weit bedeutender und vortheilhafter waren die Leistungen der Newkomen'schen Maschine; doch auch sie fand fast ausschließlich in Bergwerken Eingang, und nur in den Kohlengruben verbreitete sie sich ziemlich allgemein, wo die Unterhaltungskosten weniger in Anschlag kamen. An 70 Jahre verflossen, bis Watt diesen Maschinen, die lange fast auf derselben Stufe geblieben waren, eine ungleich vollkommenere Einrichtung gab und sie zum Betreiben der mannigfaltigsten technischen Operationen brauchbar machte. Allein so unverkennbar sich von nun an die Dampfmaschine für alle Zweige der Industrie als kräftige Gehülfen darbot, so fand sie doch nur allmälig ausgebreitete Anwendung. Denn nicht nur verzögerten diese die Watt'schen Patente, sondern die Organisation der Arbeit oder der Fabrikbetrieb mußte auch erst manche Umgestaltung erleiden, damit die neue Hülfskraft in ihrer hohen Nützlichkeit erscheinen konnte. Bald setzten indeß die Dienste, welche die Dampfmaschine zu leisten vermochte, in Erstaunen.

In Colebrookdale sah man eine Maschine, die so viel Wasser beständig an 30 m hoch hob, daß dieser künstliche, stets cirkulirende Wasserstrom nachher in drei hohen Fällen eben so viele große Räder trieb. Eine Mühle (die Albionmill), die an Größe alle frühern weit übertraf, wurde durch eine einzige Dampfmaschine in Bewegung gesetzt. Eine andere trieb acht Münzwerke, die in einer einzigen Stunde 30,000 Metallstücke ausprägten und zugleich die Zaine streckten, ausstückelten u. s. w. Viele ersäufte Bergwerke wurden durch diese Maschinen in kurzer Zeit wieder hergestellt; mehrere Dutzend riesenmäßige Maschinen fand man nur in Cornwallis; bei einer einzigen Grube sieht man vier solcher Maschinen vereint wirken, die zusammen eine Kraft von 810 Pferden haben und also, da sie Tag und Nacht arbeiten, während ein lebendes Pferd nur acht Stunden des Tags dienen kann, das Werk von 2400 Pferden verrichten.

Wo anfangs diese Maschinen nur Wasserpumpen zogen, verrichten sie jetzt in einer Menge von mechanischen Gewerben die nützlichsten Dienste, so in Eisen- und Holzwerkstätten, in Papier- und Getreidemühlen, in Spinnereien und Webereien, in Brauereien und Zuckersiedereien, in Cement- und Thonwaarenfabriken 2c. Es werden nun durch Dampf und Walzen Kattune und selbst Bücher gedruckt, Papier-

bogen geformt u. s. w. Transportable Dampfmaschinen versehen bereits die Dienste lebender Kräfte beim Wasser-, Straßen- und Hochbau; manche dienen beim Landbau, indem sie Dresch- und andere Maschinen in Bewegung setzen u. s. w.

Je größere und mannigfaltigere Vortheile indessen die Industrie immermehr den Dampfmaschinen verdankte, desto lebhafter wünschte man auch mit Hülfe dieser Kraft den Verkehr der Menschen und den Transport der Güter zu befördern. Denn wie weit es auch die Schifffahrtskunst gebracht, um den Wind bestens zu benutzen und aus allen seinen Launen noch Vortheil zu ziehen, gegen Stürme vermag man wenig, gegen Windstille und Gegenwind nichts. Und eben so abhängig ist der Flußschifffahrer von der natürlichen Bewegung des Wassers; je mehr sie die Fahrt nach der einen Seite begünstigt, desto mehr erschwert sie dieselbe nach der andern.

Auch diese Anwendungen sind gelungen. Das erste Schiff, das mittelst einer Dampfmaschine unabhängig von den Launen des Windes und stromauf- wie stromabwärts sich bewegte, brachte der Amerikaner Fulton 1807 zu Stande. Das erste Dampfboot entstand in England im Jahr 1811, in Frankreich 1816, auf dem Bodensee 1822, auf dem Rhein 1825; die überseeische Dampfschifffahrt begann 1838. Jetzt beläuft sich die Zahl der Dampfschiffe auf viele tausend. Tausende tragen nur die Flüsse der Vereinigten Staaten, tausende die Gewässer von England. Auf den meisten Flüssen des Kontinents, auf vielen Binnenseen schwimmen Dampfschiffe. Regelmäßige Dampfschifffahrt verbindet bereits die größten Seestädte von Europa, viele solcher Schiffe befahren den Ocean und gehen bis nach Indien und Australien.

Auch in der Geschichte der Schifffahrt beginnt mit der Erfindung der Dampfmaschine eine neue Epoche. Seit der Erfindung des Segels, die sich in die graueste Vorzeit verliert, sind alle Fortschritte im Grunde bloße Verbesserungen gewesen; die des Kompasses kann sogar als eine solche angesehen werden. Durch die Dampfmaschine hat sie ein neues und ihr eigen angehörendes Agens erhalten; dadurch ist sie gleichsam emancipirt worden. Wie früher benutzt sie die Kraft des Windes; aber versagt dieser seine Hülfe, so kann sie sich der eigenen bedienen. Das Dampfschiff wird nicht Wochen und Monate lang das Spiel widriger Winde; es wird nicht durch Windstille zur Verzweiflung gebracht; es sieht nicht Tage lang den Hafen, in den es einlaufen soll, vor Augen, ohne ihn erreichen zu können: es ist beinahe gewiß, in wie viel Zeit es seine Fahrt vollenden wird. Und wenn es auch wahr ist, daß das Schiff durch die Maschine, der es seine Unabhängigkeit verdankt, einer neuen Gefahr ausgesetzt ist, so kann doch auch diese Betrachtung nicht

abschrecken, denn andererseits wird jede andere Gefahr einer Seereise durch die beträchtliche Abkürzung derselben in weit größerem Verhältniß vermindert.[1] Unstreitig ist also die Dampfschifffahrt eine der wichtigsten Erfindungen der neuen Zeit.

Noch jünger ist die Erfindung der Dampffuhrwerke. Schon am Ende des letzten Jahrhunderts hatte man in Frankreich Versuche gemacht, und vor einem halben Jahrhundert sah man in Leeds mobile Dampfmaschinen eine ganze Reihe von Kohlenwagen auf eigens dazu eingerichteten Eisenbahnen ziehen. Allein fast unübersteigliche Schwierigkeiten machten lange zweifelhaft, ob eine vortheilhafte Anwendung der Dampfkraft zum Transport von Reisenden und Gütern möglich sei. Auf einmal jedoch wurde die Aufgabe und mit überraschendem Erfolg gelöst: und wir brauchen nicht zu erinnern, wie bald sich die Erfindung, Eisenbahnen mit Lokomotiven zu befahren, seitdem sie sich auf so glänzende Weise durch die Liverpool-Manchesterbahn bewährt, in England wie in den Vereinigten Staaten und später auch in Deutschland, Belgien, Frankreich u. s. w. ausgebreitet.

Es ist merkwürdig, wie wenig bedeutende Veränderungen die Maschine von Savery und Newkomen während voller 70 Jahre erlitt, obschon sich mehrere ausgezeichnete Mechaniker damit beschäftigten. Die Konstruktion wurde wohl verbessert, aber das Princip blieb dasselbe, und die Maschine immer nur zu einem Geschäfte, zum Treiben von Pumpenstangen, tauglich. Da kam Watt und gab ihr eine gänzliche Umgestaltung und in allen Theilen einen solchen Grad der Vollendung, daß kaum ein höherer erreichbar schien. Doch eben diese Vortrefflichkeit spornte von allen Seiten den Erfindungsgeist an. Je vollkommener die Maschine war, desto mehr wetteiferte man, neue Verbesserungen und neue Systeme zu ersinnen. Bis am Schlusse des vorigen Jahrhunderts waren kaum 30 Patente auf Erfindungen in diesem Fache ertheilt worden; in den 30 ersten Jahren des gegenwärtigen wurden über 200 ertheilt.[2]

Sehr viele dieser Patente sind allerdings beinahe werthlos. Daß aber durch dieses Streben nach Vervollkommnung sehr bedeutende Fortschritte gemacht worden, ergibt sich schon aus der allmäligen Erhöhung

[1] So beklagenswerth die vielen Unfälle sind, die sich jährlich ereignen, so ist doch außer Zweifel, daß verhältnißmäßig weit weniger Menschen auf Dampfschiffen verunglücken, als auf andern, und überdieß, was von letztern nicht gilt, daß die meisten Unglücksfälle durch größere Vorsicht verhütet werden könnten.

[2] Alle diese Patente sind in Partington's Account of the Steam engine, London 1822, und in Galloway's History etc. L. 1826 aufgezählt. Watt's Patent von 1769 war das sechste.

der nützlichen Leistung dieser Maschine. Mit 1 Kil. Steinkohlen hob die Maschine von Savery 8 Tonnen (zu 1000 Kil.) je 1^{m} hoch; die von Newkomen 21, die besten von Watt und Boulton 75, die spätere Woolf'sche 130 und dermalen steigt die Leistung der besten Dampfmaschinen auf 180 Tonnen.

Die Verwendung der Dampfmaschine war bis zum Ende des vorigen Jahrhunderts fast ausschließlich auf England beschränkt und überdieß die Ausfuhr derselben verboten. [1] Außer England war ihr Gebrauch noch im Anfange dieses Jahrhunderts sehr unbedeutend, und die wenigen, die man hie und da sah, waren atmosphärische. Die erste Watt'sche Maschine kam in den 90ger Jahren nach Nantes und Perier konstruirte eine solche zuerst 1790. Selbst bis zum Frieden 1814 verbreiteten sich diese Maschinen nur sehr langsam. Seitdem erst haben sie sich auch auf dem Kontinente, sowie in den Vereinigten Staaten von Jahr zu Jahr vermehrt. Eine Menge Maschinen bezog man aus dem Mutterlande, bald wurden aber auch in Amerika, wie in Frankreich, den Niederlanden, Oesterreich, Schlesien u. a. Fabriken angelegt. In Frankreich rechnete man 1825 etwa 300 Dampfmaschinen; 1839 betrug die Zahl 2547, 1842 schon 2807 nebst 170 Lokomotiven und 300 Dampfschiffen und 1852 belief sich ihre Zahl auf 7779 mit 216,456 Pferdekräften.

Früh schon kamen Dampfmaschinen nach den Niederlanden. Acht Maschinen arbeiteten 1803 in der großen Kanonengießerei in Lüttich. Auch da vermehrten sie sich ausnehmend in der neueren Zeit. Ostflandern z. B. hatte 1819 erst eine Maschine und 10 Jahre später schon 60, wovon 54 einzig in Gent, und die meisten derselben waren im Lande selbst verfertigt worden.

Weniger ist zwar die allmälige Verbreitung der Dampfmaschinen in andern Ländern Europas bekannt. Gewiß ist indessen, daß die Zahl derselben in den österreichischen [2] und deutschen [3] Staaten, so wie in Rußland nach und nach eine sehr beträchtliche geworden ist. Nirgends haben sich aber die Dampfmaschinen außer England schneller verbreitet,

[1] Glasgow erhielt die erste Dampfmaschine im Jahr 1792. 1825 zählte man daselbst schon 310 Maschinen von 21 Pferdekraft im Durchschnitt, 176 arbeiteten in Fabriken, 58 in Kohlenwerken und 68 auf Dampfschiffen. 1860 hatte die Stadt Manchester allein, mit Inbegriff eines Umkreises von 10 englischen Meilen Radius, 50,000 Dampfkessel mit 1,250,000 Pferdekräften.

[2] Die österreichischen Staaten zählten 1837 erst 145 und 1840 schon 253 Dampfmaschinen. Im Jahre 1852 waren allein beim Berg- und Hüttenwesen Oesterreichs 182 Maschinen mit 3715 Pferdekräften im Gange.

[3] Die Borsig'sche Maschinenfabrik in Berlin hat bis zum Jahre 1858 1000 Lokomotiven geliefert.

als in den Vereinigten Staaten. Die Wohlfeilheit des Holzes zur Erzeugung des Dampfes, die Menge großer Ströme ohne Uferwege, der Mangel an andern Fahrstraßen und der hohe Preis der Handarbeit beförderten in diesem schnell aufblühenden Lande die rasche Vermehrung dieser Maschinen. Eine atmosphärische Maschine kam schon 1760 nach Nordamerika, allein noch im Anfang dieses Jahrhunderts waren daselbst nur 4 Maschinen: 2 in Newyork und 2 in Philadelphia. 1838 wurde die Zahl der vorhandenen stationären Maschinen zu 1860 angegeben, die der Dampfschiffe zu 800 und die der Lokomotiven zu 350; und deren Gesammtkraft wenigstens von 100,000 Pfk., wovon an 57,000 auf die Schiffsmaschinen zu rechnen [1].

Nach Westindien (nach Trinidad) kam die erste Dampfmaschine im Jahr 1804. Jetzt sind ihrer schon viele, zumal in den Zuckerplantagen. Viele kräftige Maschinen wurden ferner in den Bergwerken von Peru und Mexiko aufgestellt, um ersäufte Silbergruben zu retten. Nicht wenige endlich sind nun auch nach Asien und namentlich nach Ostindien gebracht worden.

Aus diesen wenigen historischen Andeutungen geht zur Genüge hervor, daß die Dampfmaschine, obwohl vor 170 Jahren schon erfunden, seit kaum 80 Jahren in England selbst und seit kaum 60 Jahren in andern Ländern sich allgemein zu verbreiten anfing. Watt hob den Herkules aus der Wiege. Durch ihn wurde diese Maschine zum zweitenmal geboren. Durch ihn erhielt sie jene wunderbare Kraft und Gelenkigkeit, die sie zu den mannigfaltigsten Verrichtungen geschickt machte. Mit Recht erstaunen wir über die Fortschritte, welche die Dampfmaschine in den letzten Jahrzehnten gemacht, über die Ausdehnung, die sie in so kurzer Zeit erlangt hat und über den Einfluß, den sie auf das Gewerbe dermalen ausübt.

In der That ist es gelungen, ihre Konstruktion einfach, ihre Behandlung leicht zu machen; es ist gelungen, eine höhere Dampfspannung gefahrlos anzuwenden und dadurch an Brennmaterial zu sparen; es ist gelungen, sie mit Vortheil auch in ganz kleinen Dimensionen auszuführen und dadurch dem zahlreichen Kleingewerbe dienstbar zu machen.

Allerdings bedarf die Dampfmaschine der Nahrung. Diese Nahrung ist der Brennstoff. Wo er sich nicht selbst findet, kann er nunmehr durch das Mittel der Eisenbahnen schnell und billig bezogen werden. So ermöglicht die Dampfmaschine den Verkehr und dieser wiederum die Verbreitung der Dampfmaschine.

[1] 1842 zählte man in den Vereinigten Staaten 3184 Dampfmaschinen, wovon 1860 in Werkstätten, 800 Schiffsmaschinen und 524 Lokomotiven. Die Maschinenfabrik von Norris in Philadelphia lieferte von 1833—1853 über 800 Lokomotiven.

Den Brennstoff bilden in überwiegendster Weise die Steinkohlen. Allein deren Vorrath ist nicht unerschöpflich. Täglich werden Tausende von Tonnen davon verbraucht für die Dampfschifffahrt, die Eisenbahnen, die fixen Maschinen, die Heizungen, die Gaswerke. Es werden einzelne Gruben, einzelne Kohlendistrikte nach Jahrzehnten, andere nach Jahrhunderten erschöpft sein. Der Vorrath an Holz und Torf nimmt durch die steigende Kultur des Bodens eher ab als zu. Es zeigt dieß, wie wichtig in wirthschaftlicher Hinsicht alle Leistungen sind, welche Ersparnisse im Brennstoffverbrauche erzielen. Es liegt darin eine Mahnung an Alle, welche Dampfeinrichtungen bauen, sowie an Alle, welche solche verwenden, sich mit den Eigenschaften des Dampfes und den Einrichtungen zur Verwerthung desselben bekannt zu machen, um mit dem kostbaren Brennstoffe eine größtmögliche Leistung zu erzielen.

Viele Gegenden besitzen übrigens noch unermeßliche Schätze an Steinkohlen, die bis auf diese Stunde noch uneröffnet sind; viele bedecken noch ausgedehnte, bis jetzt werthlose Waldungen. Der Einführung der Dampfmaschine wird es vorbehalten bleiben, in jenen Kultur zu verbreiten und diese in bewohnte und fruchtbare Ebenen umzuwandeln. Denn wie sie einmal dahin gelangen, werden dieselben Maschinen, die einen Theil des Holzüberflusses verzehren, einen andern in Balken und Bretter umschaffen und dann den Ansiedler überall unterstützen, sowohl in der Urbarmachung des Bodens, wie im Bau seiner Wohnungen und in der Verfertigung und Herbeischaffung aller Bedürfnisse und Bequemlichkeiten des Lebens.

Unberechenbar ist endlich insbesondere der Einfluß, den die Ausbreitung der Dampfschifffahrt und der Dampffuhrwerke auf den ganzen Zustand der menschlichen Gesellschaft, auf den Austausch der Produkte und der Ideen, ausübt. Ist England noch mehr von Dampffahrbahnen durchschnitten, so muß das ganze Land einer einzigen großen Marktstadt gleichen. Befahren Dampfschiffe mit Leichtigkeit einst die stille Südsee, so werden jene zahllosen Inselgruppen zu einem Kontinente verbunden. Dampfschiffe werden, wenn auch die ersten Versuche gescheitert sind, mehr und mehr das Innere Afrikas, wie die Polargegenden zugänglich machen.

Diese wenigen Andeutungen mögen genügen, um die vielartigen Folgen zu bezeichnen, welche die Erfindung der Dampfmaschine bereits hatte, und die bei ihrer fortschreitenden Ausbreitung und Vervollkommnung für den Kulturzustand der Menschheit noch zu erwarten sind. Mit vollem Recht ist dieselbe also als eine der wichtigsten und einflußreichsten Erfindungen anzusehen.

Erster Abschnitt.

Historische Mittheilungen.

I.

Von den ersten Versuchen, die Kraft des Dampfes anzuwenden.

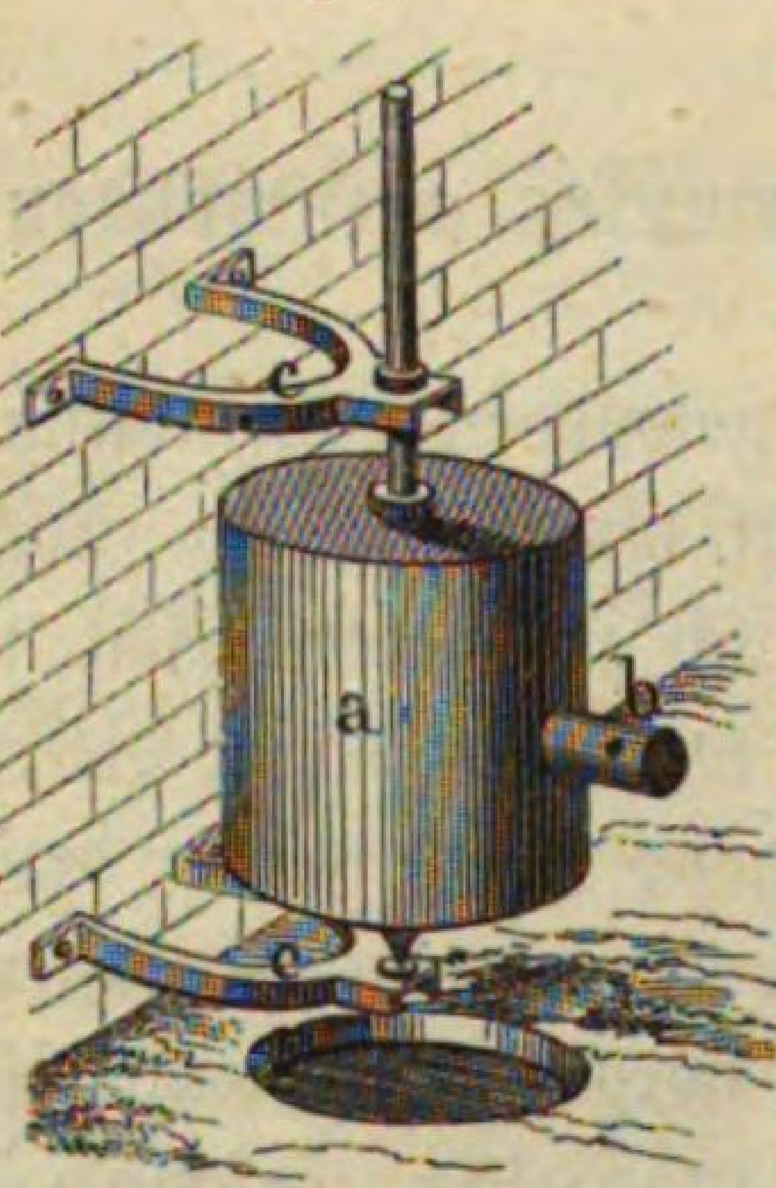
Die Frage, wem eine so überaus wichtig gewordene Erfindung, wie die der Dampfmaschine, zuzuschreiben sei, hat wie billig ein nicht geringes historisches Interesse. Vielfach ist sie auch in neuern Zeiten, und zumal in England und Frankreich, behandelt worden. Keine dieser Forschungen hat aber darzuthun vermocht, daß irgend Jemand vor dem Ende des 17. Jahrhunderts oder vor Savery eine nur einigermaßen brauchbare Vorrichtung zu Hervorbringung von Bewegungen vermittelst des Dampfes oder eine Art Dampfmaschine nur angegeben, geschweige zu Stande gebracht.

Ohne Zweifel wurde man in den ältesten Zeiten schon gewahr, daß der Dampf eine außerordentliche Kraft erlangen kann. Es konnte nicht unbekannt bleiben, daß, wenn Wasser in einem verschlossenen Gefäße einem starken Feuer ausgesetzt und zum Kochen gebracht wird, auch der festeste Deckel endlich weggeschleudert oder das Gefäß selbst zersprengt werde, so wie daß aus einer kleinen Oeffnung der Dampf mit Gewalt ausströme. Es ist daher begreiflich, daß im Alterthum Philosophen, wie Aristoteles und Seneca, die Entstehung der Erdbeben sogar der Wirkung unterirdischer Dämpfe zuschrieben. Allein so wenig man behaupten wird, daß die ersten Menschen, die schon die Gewalt des Windes und des Wassers kennen mußten, an der Erfindung des Segels, der Windmühle und des Wasserrades Theil haben, eben so unstatthaft ist es, die der Dampfmaschine durch jene Beobachtungen schon angebahnt zu sehen. Gesetzt ferner, man habe längst verstanden

durch Erhitzung von eingeschlossenem Wasser Explosionen hervorzubringen oder feste Körper zu sprengen, so verriethe auch dieß noch nicht den mindesten Begriff von einer Dampfmaschine. Auf ungleich künstlichere Weise wenden wir schon Jahrhunderte lang die explodirende Kraft des Schießpulvers an, und doch ist die Herstellung einer Maschine, die eine stetige Bewegung mittelst jener Kraft hervorzubringen im Stande wäre, eine bis auf diesen Tag noch ganz ungelöste Aufgabe.

Gelehrte, die Spuren von Dampfmaschinen schon im Alterthum entdecken wollen, berufen sich hauptsächlich auf einen Apparat, den Hero von Alexandrien (120 Jahr vor Chr.) angab, und Arago sogar will darin eine erste Dampfmaschine erblicken.[1] Allein die Vorrichtung, die Hero in seinem Buche Spiritualia (eine Sammlung meist unbedeutender Experimente) nebst dem noch jetzt nach ihm benannten Heronsball unter Nr. 45 beschreibt, ist nichts als eine Modifikation der Aeolipila und bestand aus einem Gefäße a (Fig. 1), das mit einem Arme b versehen und in den Lagern c drehbar aufgestellt war. Wurde in diesem Gefäße Wasser in Dampf verwandelt, und konnte dieser aus einer an jenem Arme seitwärts angebrachten kleinen Oeffnung entweichen, so bewirkte der ausströmende Dampf durch Reaktion ein Umdrehen des Gefäßes in entgegengesetzter Richtung. So sinnreich indessen diese Vorrichtung war, und obschon in neuerer Zeit nach diesem Reaktionsprincip wirklich Maschinen konstruirt worden sind, so scheint Hero selbst an keinerlei nutzbare Anwendung gedacht zu haben, und es kann ihm schon deßhalb kein Antheil an der Erfindung zukommen.[2]

Fig. 1.



Im ganzen Mittelalter und bis zum 17. Jahrhundert ist überhaupt keine Spur zu finden, daß eine mechanische Anwendung der

[1] Niemand hat eifriger als Montgéry Embryonen von Dampfmaschinen schon bei den Alten auffinden wollen. Allein alle seine Citate beweisen wohl nichts, als daß die Egypter in mystischen Ausdrücken von den wunderbaren Eigenschaften des Feuers und des Dampfes sprachen, und daß sie etwa vermittelst desselben Explosionen oder Töne hervorzubringen wußten. Von einer mechanischen Anwendung der Dampfkraft enthalten sie keine Spur. (S. Ann. de l'industrie 1823.)

[2] Eben dasselbe gilt von Physikern, die etwa kleine Schiffchen oder Wägelchen durch die Reaktion des aus einer Aeolipila ausströmenden Dampfes in Bewegung zu bringen suchten. Wer wird in diesen Spielereien die Anfänge der Dampfschifffahrt und Dampffuhrwerke erblicken?

Dampfkraft auch nur versucht worden sei. Die etwa beigebrachten Belege sind theils nur durch die willkürlichste Deutung auf eine Dampfmaschine zu beziehen, oder als untergeschoben zu verwerfen. So mag wohl die oft citirte Stelle aus der Bergpostille des Predigers Mathesius vom Jahr 1562, „daß man jetzt auch Wasser mit Feuer heben könne," räthselhaft erscheinen; unmöglich wird ihr aber Jemand nur das mindeste historische Gewicht beilegen wollen. Und kaum mehreres kommt einer angeblichen Nachricht von einem Dampfschiffe zu, das Spanien im Jahr 1543 gesehen haben soll.[1] Der spanische Archivar Gonzalez wollte nämlich in einem Manuscript gefunden haben, daß ein Seekapitän Blasco de Garay Karl V. eine Maschine vorgeschlagen, um Schiffe ohne Segel und Ruder zu treiben, und daß in Barcelona der Versuch mit Erfolg gemacht worden sey; man habe zwar von der Einrichtung nichts erfahren, doch gesehen, daß auf dem Schiffe ein Kessel mit kochendem Wasser war, und auf beiden Seiten ein Schaufelrad. Nicht nur hat aber die Kritik gar vieles gegen dieses ungedruckte apokryphe Dokument einzuwenden, sondern es geht aus jener Beschreibung noch durchaus kein Grund hervor, jenen Kessel für eine Dampfmaschine zu halten. Ueberhaupt darf man wohl von jeder Angabe, die in der Geschichte dieser Maschine Beachtung verdienen soll, verlangen, daß man sich wenigstens von der Beschaffenheit der bezeichneten Maschine einen Begriff zu machen im Stande sei. Wie kann man übrigens nur an die Möglichkeit einer solchen Erfindung bei dem damaligen Zustande der Physik denken, wo man noch, wie im Alterthum, den Dampf für in Luft verwandeltes Wasser hielt und nichts von der Erzeugung eines Vakuums durch Erkältung desselben wußte!

Anders verhält es sich mit zwei Vorrichtungen, die der Franzose Sal. de Caus im Jahr 1615 und der Italiener Branca 1629 angaben. Beide versuchten unstreitig durch die Kraft des Dampfes Bewegungen zu bewirken. Unbegreiflich ist jedoch, wie man diese Apparate für Anfänge von Dampfmaschinen ausgeben kann.

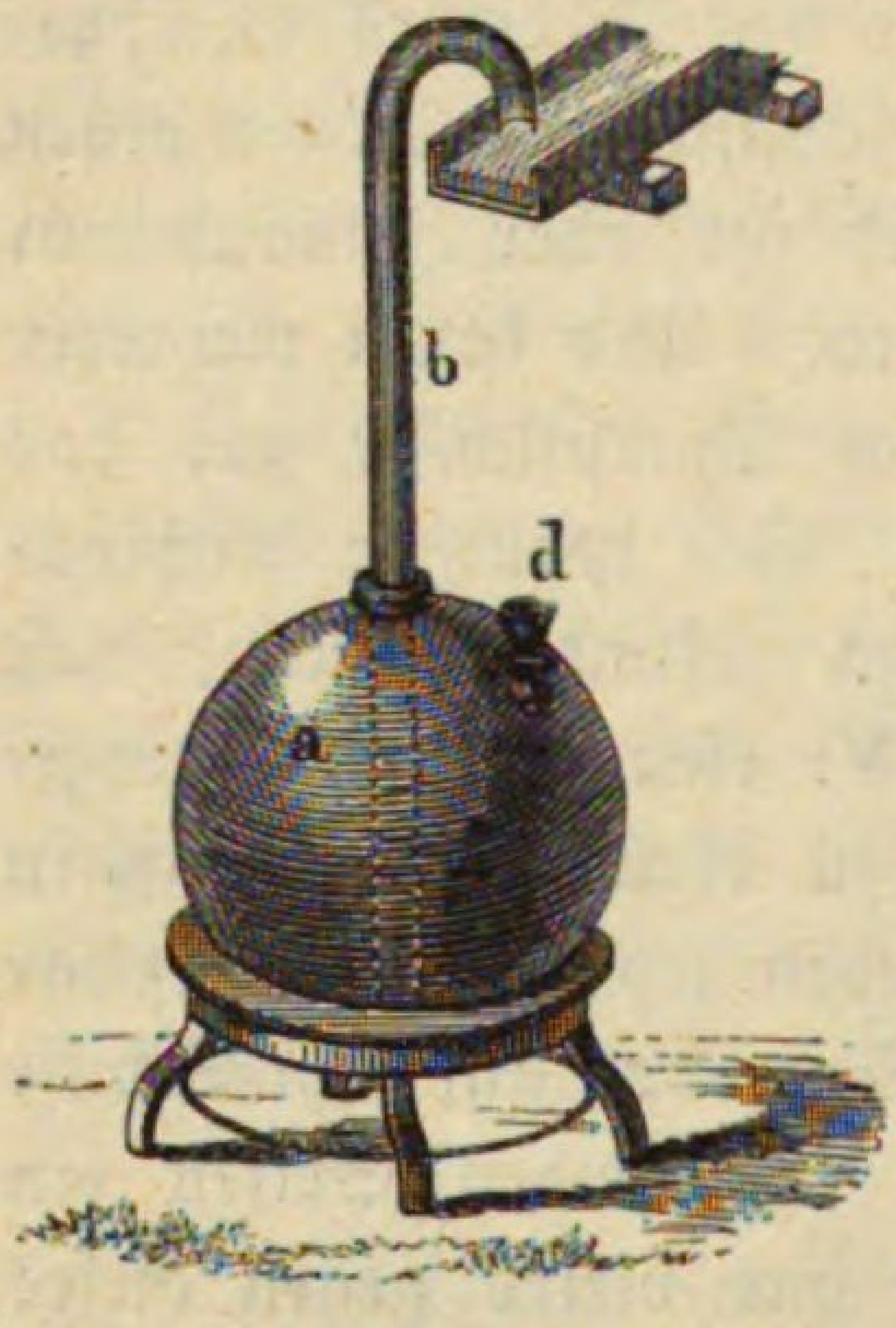
Der von de Caus beschriebene ist nämlich offenbar nichts als eine Art von Heronsball, in welchem Dampf statt Luft wirkt. Er brachte Wasser in einer Kugel a (Fig. 2 S. 12), bis auf deren Boden eine Röhre b reichte, zum Kochen, und da der sich bildende Dampf mit großer Gewalt gar bald das siedende Wasser zu der Röhre, auch wenn diese ziemlich hoch war, hinaustreiben mußte, so brachte er noch eine Oeffnung d an, um das Gefäß wieder füllen zu können.[2]

[1] S. v. Zachs astronom. Correspondenz von 1826.

[2] Auf diesen, mit seinem Buche Raisons de forces mouvantes (1615) längst vergessenen S. de Caus wurde auf einmal mit großem Ruhm von Baillet

J. Branca hingegen ließ den Dampfstrahl einer Aeolipile gegen die Schaufeln eines kleinen Rades strömen, so daß sich dieses durch den Anstoß umdrehte. Gesetzt indeß, er habe auch an den Axen dieses Rädchens einen Bindfaden aufwickeln lassen, oder mit derselben eine kleine Kurbelstange verbunden, so ist die Vorrichtung doch wohl immer nur ein mechanisches Spielwerk geblieben.

Fig. 2.



In England gilt seit langem und noch immer (s. auch Maccaulay S. 3.) ein Marquis von Worcester, der ein Liebling Carls II. war und 1667 starb, für den wahrhaften Erfinder der ersten Dampfmaschine. Dieser erfinderische Mann beschreibt nämlich in einer 1613 unter dem Titel „a century of inventions" abgefaßten Schrift, worin er alle seine angeblichen Erfindungen und deren ausgezeichnete Wirkungen anpreist, auch einen Apparat, der mit Hülfe des Dampfes Wasser in einem anhaltenden Strahle auf eine bedeutende Höhe erheben soll.[1] Die Zeichnungen indessen, die man von dieser angeblichen ersten Dampfmaschine in neueren Zeiten entworfen hat, denn er selbst hat keine beigefügt, beruhen zum Theil auf ganz willkürlichen Deutungen, und die Beschreibung, die sich in obiger Schrift findet, ist eben so kurz

1813 und dann von Arago im Annuaire du bureau des longitudes für 1828 und 1837 aufmerksam gemacht und zwar ausdrücklich, um einem Franzosen die Erfindung der Dampfmaschinen zu vindiciren. Ein noch allgemeineres Interesse für den verkannten Mann erweckte ein angeblich vorgefundener Brief der berühmten Marion Delorme von 1641, nach welchem sie bei einem Besuche des Irrenhauses Bicètre in Begleitung des Marquis v. Worcester den unglücklichen de Caus gesehen haben will. Allein die historische Kritik hat nachgewiesen, daß sich die Erfindung auf die oben bemerkte Anwendung des Heronsballs reducirt und die rührende Anekdote eine Mystifikation ist, da de Caus (geboren 1576 und gestorben 1626) 1641 längst todt, Bicètre aber damals noch keine Irrenanstalt war. Uebrigens war der Mann Architekt und längere Zeit auch im Schlosse zu Heidelberg angestellt.

[1] Die Beschreibung, die Worcester unter Nr. 68 seiner Schrift von jener Maschine macht, ist wörtlich übersetzt in Désaguliers Physique II. p. 585, in Bibl. brit. T. X. p. 129, in Tredgold u. A. m. Worcester schrieb jenes Buch als Staatsgefangener und starb 1667. Sie wurde erst 20 Jahr später zuerst gedruckt. Worcester war übrigens offenbar ein excentrischer Kopf und Projektenmacher, der eine Idee, die ihm einleuchtete, sofort als ausgeführt ausgab und Wunderwirkungen davon verhieß.

als unklar. Ohne Zweifel kannte Worcester den obigen Versuch von de Caus und kam dadurch auf die Idee, durch die Verbindung von mehreren solcher Gefäße, in denen abwechselnd Wasser zum Sieden gebracht und wieder nachgefüllt würde, ein kontinuirliches Heben von Wasser zu erhalten. Dann unterscheidet sich sein Apparat schon dadurch wesentlich von dem des Savery, daß er den Dampf nicht in einem besondern Gefäß und aus anderm Wasser erzeugte. Es ist endlich wohl außer Zweifel, daß weder Worcester, noch irgend Jemand nach ihm, eine ähnliche Maschine je ausgeführt hat. [1]

Zwanzig Jahre später schlug der Mechaniker James Moreland, nachdem er in England kein Gehör gefunden, Ludwig XIV. die Erbauung einer Maschine vor, wodurch Wasser mit Hülfe des Dampfes gehoben werden sollte. Daß Moreland eigenthümliche Versuche über die Wirkungen des Dampfes gemacht hat, erhellt schon aus seiner beachtenswerthen Angabe, daß das Wasser, wenn es zu Dampf wird, sich in einen etwa 2000mal größern Raum ausdehne. Es ist jedoch nichts Näheres über jenen Vorschlag bekannt, dessen überhaupt nur in ziemlich allgemeinen Ausdrücken in einem später aufgefundenen Manuscripte gedacht ist.

Ungleich mehr Beachtung als alle vorhin genannten verdient aber ohne Zweifel in einer Geschichte der Dampfmaschine und der Physik der Luft und des Dampfes der Franzose Denis Papin. Geboren zu Blois 1647 und Sohn eines angesehenen protestantischen Arztes, widmete er sich auch der Arzneikunde, bald aber, sowie er in Paris mit Huygens in nahe Verbindung gekommen, ausschließlich physikalischen Studien und insbesondere Versuchen mit der unlängst erfundenen Luftpumpe. Und dieselbe Beschäftigung setzte er in England, wohin er sich 1674 begeben, gemeinschaftlich mit dem berühmten Rob. Boyle fort. Mehrere Abhandlungen, sowie die 1681 beschriebene Erfindung des nach ihm benannten Digestors und der so unentbehrlich gewordenen Sicherheitsklappe bezeugen, daß nicht leicht einer seiner Zeitgenossen so gründliche Kenntnisse von der Natur des Dampfes und der Luft gehabt haben mag. Der damals schon immer lauter sich kund gebende Wunsch, daß für die Industrie eine neue bewegende Kraft und Kraftmaschine aufgefunden werden möge, wurde bald auch Gegenstand seiner

[1] Vor einiger Zeit fand man zwar in einer alten Reisebeschreibung, daß Lord Sommerset, Marquis von Worcester, eine Dampfmaschine wirklich ausgeführt habe; diese Angabe scheint uns aber mehr als zweifelhaft. Gewiß ist, daß Savery's Maschine sogleich Eingang fand; warum sollte, wäre eine ähnliche Maschine schon 30 Jahre früher zu Stande gekommen, dieselbe gar keine Beachtung gefunden haben?

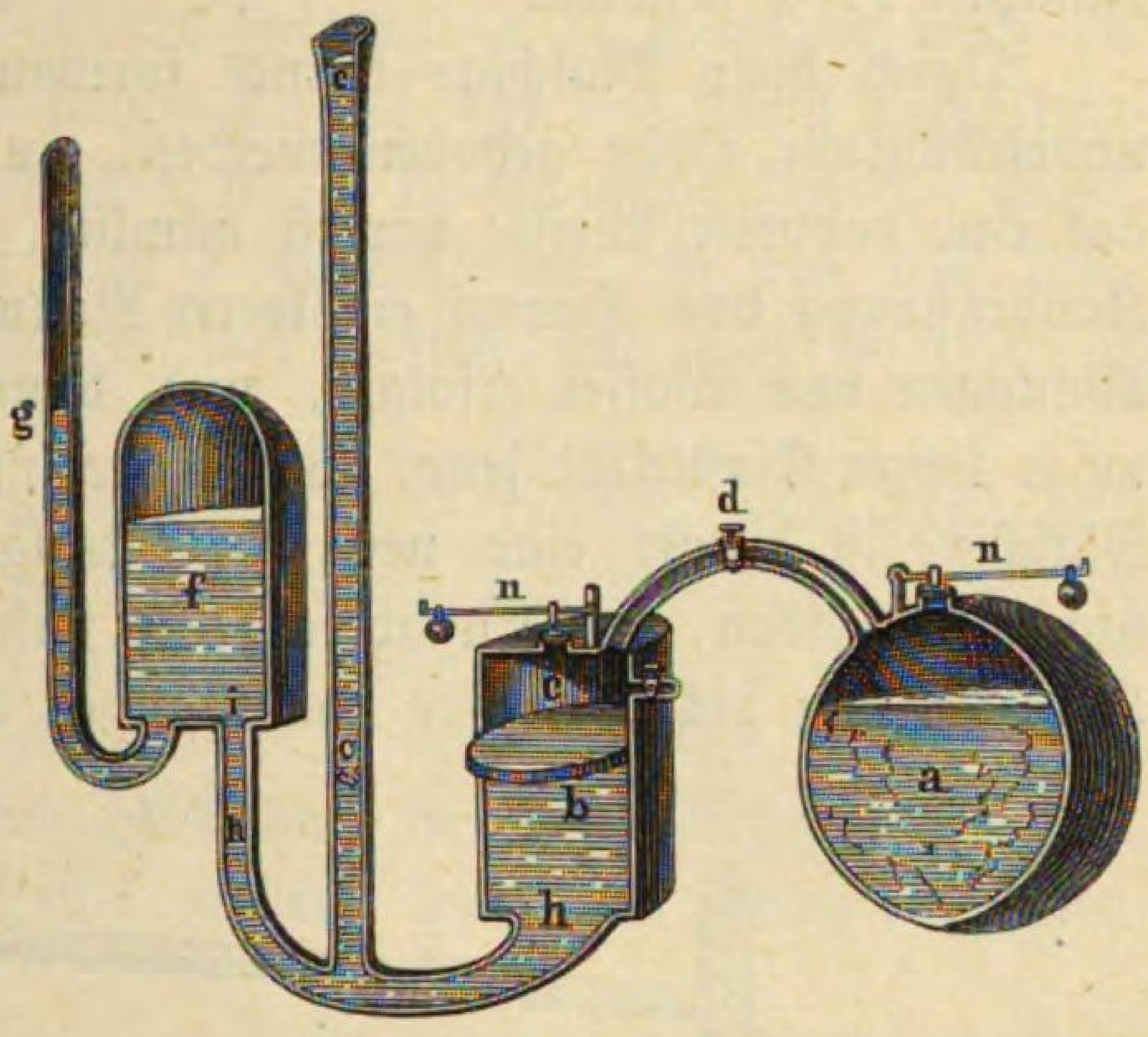
Bemühungen, und bald ward ihm klar, daß die Aufgabe dadurch zu lösen sei, daß man auf der Rückseite eines in einer cylindrischen Röhre verschiebbaren Kolbens abwechselnd ein Vakuum erzeuge, weil dann der mächtige Druck der Atmosphäre auf der andern Seite wirksam würde. Sein erster Vorschlag ging dahin, die Luftverdünnung geradezu mittelst einer kräftigen Luftpumpe zu bewirken, und ein späterer, durch wiederholte Verpuffung von etwas Schießpulver im Boden eines unten geschlossenen Pumpstiefels das Kolbenspiel zu Stande zu bringen. Allein alle Vorrichtungen, die nach diesen Ideen versucht wurden, zeigten sich durchaus unbrauchbar; Papin wurde durch diesen schlechten Erfolg auch so verstimmt und entmuthigt, daß er England (1687) verließ und, da er seine Religion nicht abschwören wollte und daher sein Vaterland meiden mußte, die Stelle eines Professors in Marburg annahm. — Hier versuchte er noch ein drittes Princip, das später so erfolgreich angewandt wurde. Es sollte eine dünne Schicht Wasser in obigem Cylinder abwechselnd durch Kochen in Dampf verwandelt, und dieser durch Erkältung wieder kondensirt werden;[1] da er jedoch diese Umwandlung nur durch Feuer und kaltes Wasser von außen zu bewerkstelligen wußte, so mußte auch dieser Vorschlag als unpraktisch verworfen werden. Von da an scheint Papin dieses Ziel aufgegeben zu haben. Wir hören nur, daß, als Leibnitz 1705 ihn von Savery's Maschine und deren beifälligen Aufnahme in Kenntniß gesetzt, er sich durch Nachahmung und Abänderung derselben die Priorität der Erfindung anzueignen gesucht, und ferner, daß er ein kleines Schiff mit Ruderrädern, die durch Dampf umgetrieben würden, konstruirt haben will. Sicherer ist, daß der geniale Mann die letzte Lebenszeit wieder in England und zwar in dürftiger Lage zugebracht haben, und um 1713 gestorben sein muß; denn zuverlässig weiß man nicht, wo und wann er starb.

Jene offenbar nach Savery's Princip von Papin angegebene und von seinen Verehrern als seine Erfindung betrachtete Maschine soll ungefähr folgende Einrichtung gehabt haben: Ein Cylinder b (Fig. 3 S. 15), in dem sich eine bewegliche runde Scheibe c befindet, steht einerseits mit einem Kessel a durch die Röhre d, andererseits durch die Röhre h mit einem Wasserbehälter e und einer Art Windkessel f in Verbindung. In a wird Dampf und zwar von bedeutender Spannung erzeugt. Ist der Hahn d geschlossen, so daß kein Dampf nach b und über die Scheibe c gelangen kann, so wird durch die Klappe o kaltes Wasser aus e in h und in den Cylinder b fließen und die Scheibe c zum Steigen

[1] S. die Leipz. Acta eruditorum.

bringen. Wird darauf aber der Hahn d geöffnet, so wird der eindringende starke Dampf die Scheibe c herabdrücken, das Wasser, weil o sich schließt, durch i in den Windkessel f getrieben werden und aus diesem durch g zu einer gewissen Höhe aufsteigen, wenn abwechselnd d geschlossen und geöffnet wird und der Dampf die erforderliche Spannkraft hat.

Fig. 3.



Daß Papin eine rühmliche Stelle in der Geschichte der Physik und der der Dampfmaschinen insbesondere einzunehmen verdient, wird Niemand bezweifeln; auch darf man glauben, daß ihm unter glücklicheren Umständen wahrscheinlich eine Lösung der so richtig aufgefaßten Aufgabe gelungen wäre; immerhin kann auch ihm keineswegs die Erfindung oder gar die Herstellung irgend einer Art von Dampfmaschine zugeschrieben werden.[1]

II.

Erfindung der ersten Dampfmaschine durch Savery.

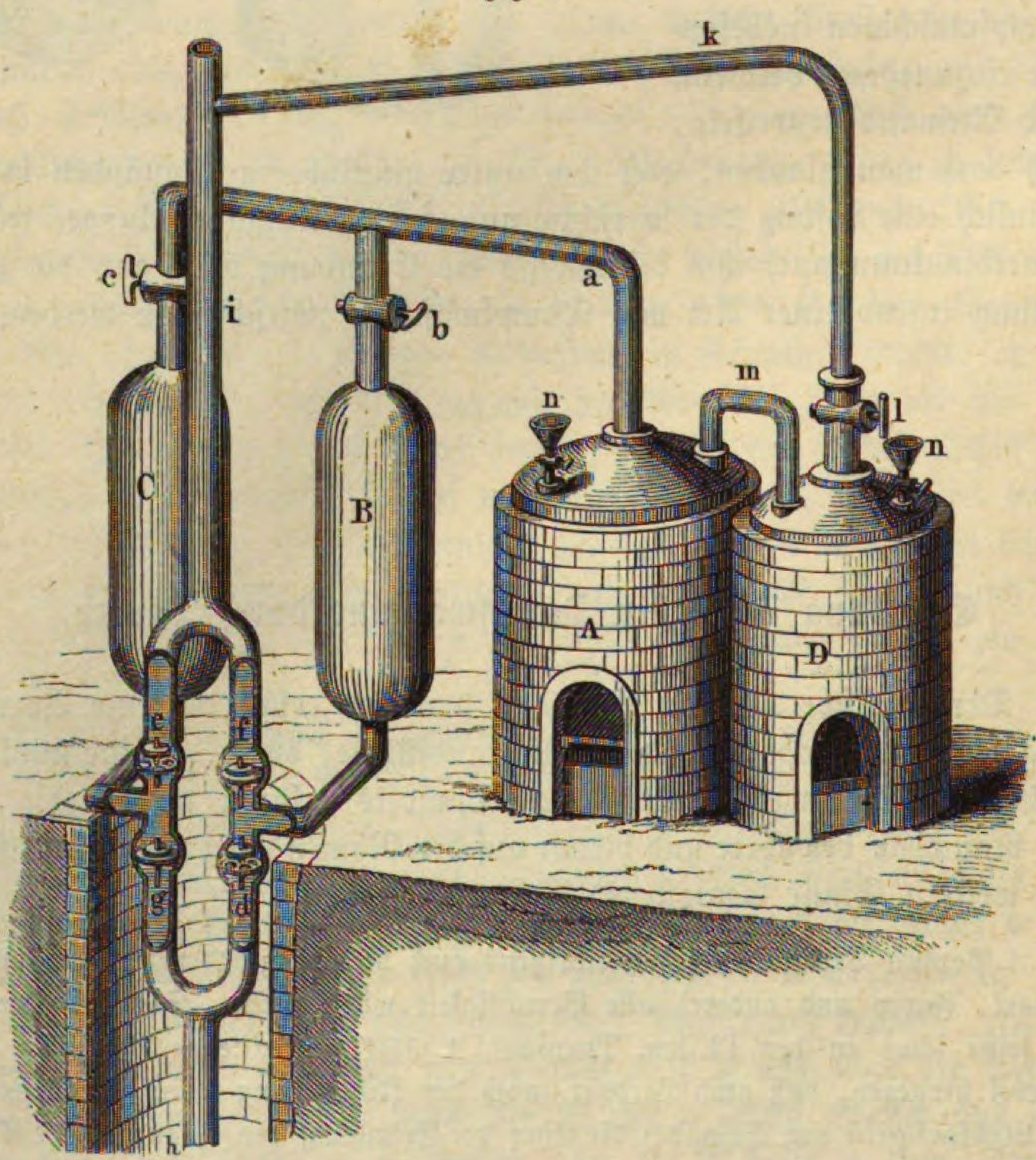
Der englische Kapitän Savery war der erste, der eine Vorrichtung nicht nur angab, sondern auch ausführte, durch die eine nützliche mechanische Leistung vermittelst des Dampfes erlangt wurde, die sich als brauchbar bewährte und hiemit auf den Namen einer Dampfmaschine (im weitern Sinne wenigstens) Anspruch machen kann.

[1] Papins Verdiensten lassen übrigens auch viele Engländer (wie Galloway, Stuart, Farey und andere) alle Gerechtigkeit widerfahren. Sie selbst weisen auf seine schon in den Philos. Transact. 1. 1697 enthaltenen Versuche. Befremdet hingegen, daß auch Lardner (nach der Uebersetzung seiner Lectures on the Steamengine von Schmidt) die Ehre der Erfindung den Franzosen de Caus und Papin zuzuwenden scheint, so bemerken wir, daß der Uebersetzer in jenem Abschnitte die Ansichten von Arago, die er für eben so unparteiisch (?) als gründlich hält, statt deren von Lardner aufgenommen hat.

Savery nahm, nachdem er viele Versuche schon früher angestellt, auf seine Erfindung im Jahr 1698 ein Patent und machte sie in einer kleinen Schrift „the Miners friend“ bekannt, die zuerst 1699 und mit Zusätzen 1702 erschien.

Durch diese Maschine konnte fortdauernd Wasser auf eine nicht unbeträchtliche Höhe gehoben werden, und der Dampf bewirkte dieß auf eine doppelte Weise; vorerst nämlich, indem durch Erkältung und Kondensirung von Dampf ein leerer Raum erzeugt wurde, so daß ein Ansaugen von Wasser erfolgte, und dann indem frischer Dampf vermöge seiner Elasticität jenes Wasser noch mehr in die Höhe hob. Seine Maschine ist hiemit eine neue Art Saug- und Druckpumpe, bei der nicht ein Kolben, sondern abwechselnd frischer Dampf das Drücken und Kondensirung des Dampfes das Saugen bewirkt.

Fig. 4.



Savery's Maschine hatte die in Fig. 4 dargestellte Einrichtung. Im Kessel A wird fortdauernd stark gespannter Dampf erzeugt, und

dieser tritt wechselsweise durch die Röhre a in einen der Behälter B oder C. Ist der Hahn b zu und c offen, so öffnen sich die Ventile d und e und schließen sich die beiden andern f und g. In B wird der abgesperrte Dampf also erkältet und läßt das Wasser aus dem untern Rohre h in diesen Behälter steigen; in C hingegen wird zu gleicher Zeit der einströmende frische Dampf auf das darin enthaltene Wasser drücken und dieses durch e und i in die Höhe heben. Wird darauf der Hahn b geöffnet und c abgeschlossen, so hat das Umgekehrte statt; C füllt sich wieder mit Wasser und aus B wird es hinausgetrieben.

Da aber der Kessel A stets wieder mit Wasser, und zwar mit kochendem, gespeist werden muß, wenn die Dampfbildung ungestört bleiben soll, so ist ein zweiter Kessel D vorhanden. Dieser erhält durch die mit einem Hahn l versehene Röhre k neues Wasser, und siedend gelangt dasselbe dann durch die Heberröhre m in den Kessel A. Durch die Trichter n werden die Kessel gefüllt, wenn die Operation ihren Anfang nimmt.[1]

Es ist leicht zu ersehen, daß diese Maschine auf unbestimmte Zeit fortarbeiten und die Funktionen einer Wasserhebungsmaschine mittelst Dampf erfüllen kann. Immerhin sieht man, daß 1) der Dampf einen sehr bedeutenden und den der Luft beträchtlich übersteigenden Druck erlangen muß, wenn das Wasser auch nur zu einer mäßigen Höhe über das Niveau der Maschine gehoben werden soll, und 2) daß nicht wenig Wärme nutzlos verloren geht, indem auch der auf das Wasser drückende Dampf bei der Berührung desselben mehr oder weniger kondensirt wird. Man sieht ferner, daß diese Maschine für Unvorsichtige leicht gefährlich werden konnte, so wie, daß das Wasser, das gehoben wird, eine beträchtliche Wärme erhalten muß.[2] Auch ist diese Vorrichtung ziemlich bald außer Gebrauch gekommen und durch die Kolbenmaschine verdrängt worden. Klar ist endlich, daß sie nur einem

[1] Eine ausführliche Beschreibung siehe in Stuart's Hist. de la Mach. à Vapeur p. 60—80. Savery gab die Kraft seiner Maschinen bereits nach der Anzahl Pferde, die sie ersetzen können, an.

[2] Obschon Savery meinte, daß seine Maschinen bei gehöriger Stärke der Kessel das Wasser viele 100′ hoch heben würden, und solches ohne Gefahr wenigstens 60′ hoch zu heben versprach, so scheinen sie es nie über 40′ hoch getrieben zu haben und blieben daher zur Förderung des Grubenwassers ungenügend. Savery's Maschinen waren offenbar Hochdruckmaschinen, und um so gefährlicher, da er lange keine Sicherheitsklappen anwandte. Ferner ging ein Theil des gehobenen Wassers verloren, weil er zur schnellern Abkühlung der Recipienten diese abwechselnd von außen mit Wasser begoß.

speziellen Zwecke, dem Heben von Wasser, dient und nicht einen Motor bildet, der wie ein Wasserrad zu den mannigfaltigsten Verrichtungen die erforderliche Bewegungskraft liefert; daher sie mit Recht nicht einmal als eine wahre Dampfmaschine angesehen wird.

III.

Erfindung der ersten Kolbenmaschine durch Newkomen.

Während Papin sich mit der Vervollkommnung der Savery'schen Maschine beschäftigte, indem er namentlich die Kondensation des Dampfes nutzbar zu machen suchte und, um eine kreisförmige Bewegung zu erlangen, das gehobene Wasser auf ein Rad leitete, erfand der Engländer Thomas Newkomen (in Verbindung mit J. Cawley)[1] die erste mit Kolben wirkende Dampfmaschine. Diese Maschine, die man in der Folge auch die atmosphärische nannte, wurde im Jahr 1705 patentirt. Offenbar liegen Papins Versuche dieser Einrichtung zu Grunde, doch nichts desto weniger gebührt die Ehre der Erfindung jenen Engländern, was um so werthvoller ist, als diese Maschine auffallende Vorzüge vor der Savery'schen hatte. Sie verbrauchte weit weniger Kohlen, war ungleich wirksamer, ließ sich in weit größeren Dimensionen konstruiren und war überdieß eine wirkliche Kraftmaschine. Es ist sehr zu bezweifeln, daß Savery's Maschine je zu einem häufigen Gebrauch gelangt wäre, die Nützlichkeit der Newkomen'schen wurde hingegen sehr bald allgemein anerkannt und fand zumal in den Bergwerken überall rasch Eingang. Auch sind fast alle bis auf den heutigen Tag erfundenen Dampfmaschinen Kolbenmaschinen, und gewissermaßen aus dieser erst hervorgegangen.

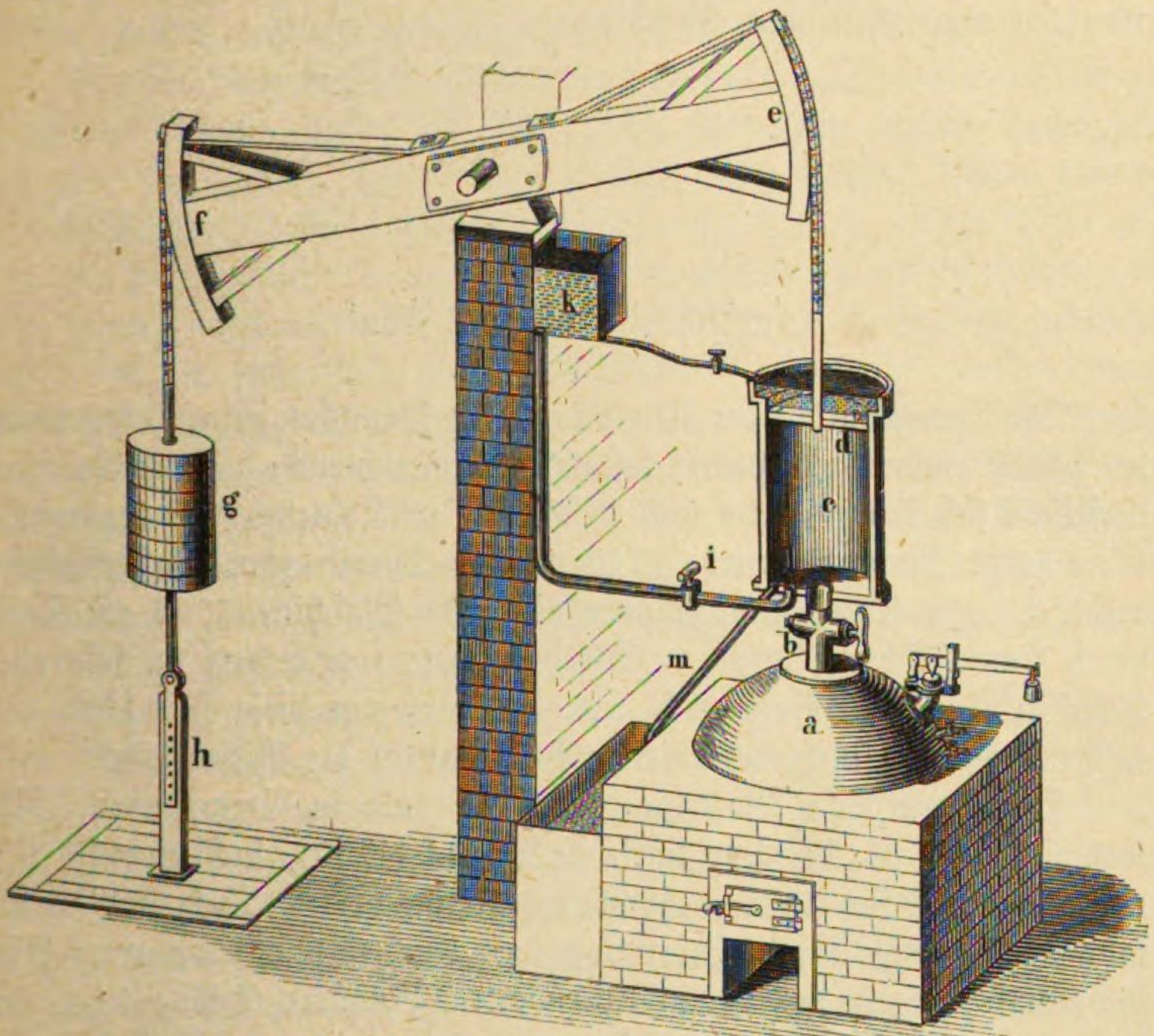
Die Einrichtung einer atmosphärischen oder Newkomen'schen Maschine ist wesentlich folgende:

In dem Kessel a (Fig. 5 S. 19) wird der Dampf erzeugt, und dieser dringt, wenn der Hahn b aufgedreht wird, in den Cylinder c unter einen Kolben d. Dieser Kolben ist durch eine Kette mit einem großen Hebel oder Waagbalken e f verbunden, an dessen Arm f ein Gegengewicht g und die Pumpenstange h angehängt ist. So wie der Dampf unter den Kolben dringt, steigt dieser, da das Gewicht g die Reibung

[1] Th. Newkomen war ein Eisenschmied und John Cawley ein Glaser aus Dortmouth; beide Wiedertäufer und Freunde.

und wohl auch einen Theil des Luftdrucks überwindet, und die Pumpenstange h sinkt. So wie aber der Kolben den obern Rand des Cylinders erreicht hat, wird nicht nur der Dampfhahn b geschlossen, sondern

Fig. 5.



zugleich der Wasserhahn i geöffnet, was zur Folge hat, daß etwas kaltes Wasser aus dem Behälter k bei l in den Cylinder eingespritzt wird. Diese Einspritzung bewirkt die Erkältung und Verdichtung des Dampfes und der Luftdruck wird bald stark genug, um den Niedergang des Kolbens, sowie das Steigen der Pumpenstange h und des Gegengewichts zu veranlassen. Das eingespritzte, sowie das kondensirte Dampfwasser wird sodann durch die Röhre m abgezogen und der Dampfhahn darauf von neuem geöffnet. An dem Waagbalken f ist noch eine zweite, in der Zeichnung nicht angegebene Pumpenstange befestigt, die kaltes Wasser in den Behälter k hebt; aus diesem läßt man von Zeit zu Zeit etwas Wasser auf die obere Fläche des Kolbens ausfließen, um denselben dichter zu machen und das Durchdringen des Dampfes zu verhindern.

Natürlich erlitt auch diese Maschine allmälig mancherlei Veränderungen. Bei der ersten Maschine wurde z. B. das Wasser nicht injicirt,

sondern der Cylinder von außen erkältet.[1] Später wurde der Cylinder nicht über, sondern neben dem Kessel aufgestellt. Man erfand ferner Vorrichtungen, um die Hähne durch die Maschine selbst drehen zu lassen.[2]

Wir übergehen indessen die fernere Vervollkommnung der sogenannten atmosphärischen Maschine.

IV.

Fortschritte bis auf Watt.

Die Brauchbarkeit der Newkomen'schen Dampfmaschine war, zumal wo das Brennmaterial wenig kostete, so einleuchtend, daß der Gebrauch derselben sich immer mehr und besonders in Kohlengruben verbreitete. Eine große Maschine wurde 1719 an der Themse zum Wasserschöpfen errichtet. In Deutschland wurde die erste Maschine 1722 zu Kassel durch Emil Fischer, Baron v. Erlach erbaut; eine andere im folgenden Jahr in Ungarn. Auch nach Spanien kam um diese Zeit schon eine solche Maschine; mehrere erhielten bald darauf die Niederlande.

Die Savery'sche Maschine kam daher bald in Vergessenheit. Nur wenige, wie z. B. der Portugiese de Moura (1750), suchten durch Vervollkommnung sie etwas brauchbarer zu machen.[3] Daß Papins Bemühungen wenig Erfolg haben konnten, leuchtet von selbst ein. Auch die Empfehlungen des damals berühmten Physikers Désaguliers, der einmal der Newkomen'schen Erfindung abgeneigt war, blieben fruchtlos.[4] Fast ausschließlich beschäftigte man sich mit der Vervollkommnung der atmosphärischen Maschine und die ausgezeichnetsten Mechaniker, wie H. Beighton (gestorben 1743) und Smeaton (geboren 1724) widmeten ihr ihre Aufmerksamkeit. Und allmälig wurden auch in der Herstellung der einzelnen Theile, des Kessels, Cylinders, Kolbens 2c. Fortschritte gemacht.

[1] Ein zufälliges Loch im Kolben, das etwas Wasser durchließ, veranlaßte das Einspritzen.

[2] Ein junger Wärter, Namens Humphrey Potter, kam zuerst (1713) auf den Einfall, die Hähne vermittelst einer am Waagbalken befestigten Stange zu dirigiren. Verbessert wurde dieser Mechanismus durch H. Beighton (1718). Eine nähere Beschreibung der Maschine von Beighton S. in Stuart 2c. S. 11.

[3] Ueber de Moura's Veränderung siehe Bibl. brit. T. X. pl. 3.

[4] Cours de Physique p. 573. Désaguliers ließ von 1717 an 7 dergleichen Maschinen erbauen. Die erste erhielt Peter I. Sie hob das Wasser aus der Erde 29' (engl.) hoch und trieb es dann noch 11' höher.

So manche Verbesserungen indessen dadurch zu Stande kamen, so blieb doch bis auf Watt die Dampfmaschine lediglich zum Heben von Wasser anwendbar und das Grundprincip ihrer Einrichtung durchaus dasselbe. Immerhin verdienen einige Bemühungen, die in diese frühere Periode fallen, auch in einem ganz kurzen Abriß ihrer Geschichte eine Stelle.

Der berühmte deutsche Mechaniker Leupold gab nämlich in seinem Theatrum mach. hydr. im Jahr 1724 schon eine wahre Hochdruckmaschine an. Diese, wie Einige wollen, nach Papins Ideen ausgedachte Maschine hatte folgende Einrichtung. Der in einem Kessel gebildete, hochgespannte Dampf strömte abwechselnd in zwei Cylinder und trat dann, nachdem er die Kolben in denselben zum Steigen gebracht hatte, in die freie Luft aus. Niederwärts wurden die Kolben durch Gewichte gezogen, die auf ihnen lasteten. Zur Umsteuerung diente der von Papin erfundene, zweifach durchbohrte Hahn, der nachher der Vierweghahn genannt wurde. Von diesen Leupold'schen Maschinen scheint man indessen nie Gebrauch gemacht zu haben, vielleicht weil die Anwendung eines hochdrückenden Dampfes damals noch zu schwierig war und zu gefährlich schien.

Nicht minder bemerkenswerth ist das Bestreben des Jon. Hulls, eine Dampfmaschine auf einem Schiffe dergestalt anzubringen, daß damit ein Ruderrad umgetrieben wurde und jenes Schiff (als Bugsirboot) zum Ziehen anderer dienen könnte. Hulls erhielt 1737 ein Patent, und es scheint ihm wirklich gelungen zu sein, die Möglichkeit einer solchen Anwendung darzuthun. Die Verwandlung der senkrechten Bewegung der Kolbenstange in eine rotirende, wie Hulls sie veranstaltete, war jedoch so unbehülflich, und die Ausführung mochte so manche Schwierigkeiten gefunden haben, daß seine Unternehmung bald in gänzliche Vergessenheit gerieth. Und in der That erhielt man erst in neuerer Zeit durch Entdeckung einer kleinen Druckschrift, worin Hulls' Versuche beschrieben waren, Kenntniß von derselben.

V.

Umgestaltung der Dampfmaschine durch J. Watt.

Beinahe siebenzig Jahre lang blieb die Einrichtung der Dampfmaschine wesentlich dieselbe. Aller Bemühungen ungeachtet hatte Niemand vermocht, ihre Grundfehler zu heben, ein neues System der

Konstruktion zu erfinden und ihr eine vielartige Brauchbarkeit zu geben. Da erschien James Watt, und sein Genie allein reichte hin, diese Maschine gänzlich umzugestalten und sie auf einen Grad der Vollkommenheit zu bringen, der auch die kühnste Erwartung übertraf. Mit allem Recht wird der hochgefeierte Mann daher als der zweite Erfinder, ja als der eigentliche Schöpfer der (heutigen) Dampfmaschine betrachtet. [1]

Die Ausbesserung eines kleinen Modells, die ihm als Mechanikus der Universität Glasgow 1763 aufgetragen wurde, die Entdeckung von der freien und latenten Wärme, die eben der gelehrte Black im Gebiete der Wärmelehre gemacht, und der Umgang mit seinem Freunde D. Robinson veranlaßten ihn, alle seine Aufmerksamkeit auf die Vervollkommnung dieser Maschine zu verwenden, und nachdem er durch mehrjähriges Nachdenken und zahlreiche Versuche seine Ideen gereift, hatte der Mittellose das seltene Glück, in Boulton einen Mann zu finden, der seine Entwürfe zu würdigen verstand und ein hinreichendes Vermögen zu ihrer Ausführung hingeben mochte.

Das erste Patent nahm Watt im Jahr 1769. [2] Spätere wurden ihm in den Jahren 1780, 82 und 84 ertheilt.

Die wichtigsten Erfindungen und Verbesserungen, welche die Dampfmaschine diesem Mann verdankt, dürften folgende sein:

1. Die Erfindung des Kondensators (1768). Vor ihm wurde der Dampf stets durch die Einspritzung von Wasser in den Cylinder selbst kondensirt. Die Kondensirung war bei diesem Verfahren unvollkommen und verzögert, und viele Wärme wurde verloren. Diese Uebelstände wurden längst als sehr wesentliche anerkannt; erst Watt aber wußte denselben abzuhelfen. Schon 1765 stellte er den Satz auf, daß der Cylinder durchaus nicht erkältet werden dürfe und ein getrenntes Verdichtungsgefäß unentbehrlich sei. Anfangs war auch sein Kondensator mangelhaft, indem er ihn bloß in kaltes Wasser stellte und von außen erkältete. Später erst wendete er Einspritzung an, in Verbindung mit

[1] J. Watt ward 1736 zu Greenok geboren und starb im 84sten Jahr auf seinem Landsitze bei Soho 1819. 1824 bewilligte das Parlament mehrere tausend Pfund zur Errichtung eines National-Denkmals. Mehreres über sein Leben s. im Morgenblatt, April 1824 und Mech. Magaz. 1823, Nr. 1; doch vornehmlich in Arago's Unterhaltungen (deutsch von Grieb) Bd. 4.

Wie unvollkommen die Dampfmaschine zu Watts Zeiten war, erhellt schon daraus, daß der berühmte Mechaniker Smeaton 1781 noch meinte, diese Maschine lasse sich zum Treiben einer Mahlmühle nicht anders benützen, als indem man durch sie Wasser auf ein Wasserrad hebe!

[2] Schon 1768 baute er eine Maschine nach seiner Erfindung in den Kohlenminen zu Kinneil.

einer Luftpumpe, um das Abkühlungswasser beständig aus dem Kondensator wegzuschaffen.

2. Die Einführung eines oben geschlossenen Cylinders. Bei der atmosphärischen Maschine war er offen und das Kolbenspiel bewirkte abwechselnd der Luftdruck und ein Gegengewicht. Watt behielt anfangs das letztere bei, schloß aber den Luftdruck aus und dieß machte nicht nur eine Stopfbüchse, durch welche die Kolbenstange ging, nöthig (die er einführte), sondern auch eine vollkommenere Liderung des Kolbens. Er sollte nicht mehr durch eine Wasserschicht, die ihn erkältete, luftdicht gemacht werden.

3. Die Erfindung der doppeltwirkenden Maschine (1782).[1] Bis dahin wirkte die Kraft bei jedem Kolbenspiele nur einmal: in dieser Maschine wirkte der Dampfdruck beim Auf- wie beim Niedergange des Kolbens. Der Effekt war in derselben Zeit verdoppelt und die Bewegung weit gleichförmiger. Die Gegengewichte fielen weg.

4. Die Anwendung der Expansion. Eigentliche Expansionsmaschinen scheint Watt zwar wohl angegeben, doch nicht ausgeführt zu haben; allein er lehrte, was für jede Maschine sehr wichtig war, den Dampf absperren, bevor der Kolben den ganzen Hub durchlaufen hat, und gab die dazu nöthige Steuerung an, so wie er überhaupt auch diesen Theil durch Einführung von Schiebern an Stelle von Ventilen wesentlich verbesserte. Watt scheint übrigens zuerst erkannt zu haben, daß sich der Nutzeffekt durch die Expandirung erhöhen lasse, scheute aber besonders die dazu nöthige Vergrößerung des Cylinders.

5. Die Anwendung einer Bekleidung des Cylinders, um die Abkühlung des arbeitenden Dampfes möglichst zu verhüten.

6. Die Umwandlung der hin- und hergehenden Bewegung der Maschine in eine rotirende. Er erfand zu diesem Behufe verschiedene Mittel. Zwar erhielten Washbourough und Steed vor ihm Patente auf die Anwendung der Kurbel; allein Watt hatte sie früher schon gebraucht, und jedenfalls war diese nur in Folge seiner Vervollkommnung brauchbar geworden.[2]

7. Die Erfindung des Parallelogramms oder einer sinnreichen Stangenverbindung, wodurch die Bewegung der Kolbenstange in ihrer

[1] Watt legte schon 1774 dem Unterhause die Zeichnung einer solchen Maschine vor.

[2] Siehe Robinson Mech. II. 134. Watt gab auch eine Vorrichtung an, um direkt eine rotirende Bewegung zu erzeugen — hiemit eine Radmaschine; und als Mittel ohne Schwungrad eine Welle umzutreiben, die Anwendung zweier Cylinder und zweier Kurbeln, hiemit eine Zwillingsmaschine. Er scheint beides aber nie ausgeführt zu haben.

bei verschlossenen Cylindern nothwendig gewordenen senkrechten Stellung erhalten werden konnte.

8. Die Einführung des konischen Pendels, um vermittelst einer Klappe den Zufluß des Dampfes und damit die Geschwindigkeit der Maschine zu reguliren.

9. Die Erfindung des Manometers, um die Spannung des Dampfes im Kessel und Kondensator zu messen und diejenigen des Indikators, um den Dampfdruck im Cylinder und damit die Arbeitsleistung der Dampfmaschine zu bestimmen.

10. Bedeutende Verbesserungen in der Konstruktion des Kessels und des Ofens zur Ersparung von Brennstoff.

Watt schrieb wenig oder fast gar nichts. Theoretische Untersuchungen waren nicht seine Sache. Seine Arbeiten waren praktisch, seine Erfindungen wurden in der Regel sofort verkörpert. Indessen ließ er in seinen Patenten auch wohl Ideen aufnehmen, die er noch nicht ausgeführt, ja die er niemals ausführte. So wie auf Expansionsmaschinen, so ließ er sich auf Hochdruck- und auf sogenannte Radmaschinen patentiren, obschon er keine Maschine nach diesen Systemen je konstruirt zu haben scheint. Mögen daher diese und ähnliche Ideen auch manche spätere Erfindung angebahnt haben, so ist doch nicht in Abrede zu stellen, daß seine vielumfassenden Patente bis zu ihrem Erlöschen manchem erfinderischen Kopf die Hände banden. Wirklich gehört denn auch Watt zu den Glücklichen, denen nicht nur die volle Anerkennung ihrer Verdienste zu Theil ward, sondern die überdieß in reichem Maße die Früchte ihrer Erfindungen einernteten. [1]

[1] Diesen glänzenden Erfolg verdankt er vornehmlich seiner Verbindung mit Boulton, einem Mann, der ihn gewissermaßen vollständig ergänzte. Watt, ein erfinderisches Genie, wie es noch wenige gab, voll Ideen, die er mit richtigem Blick verfolgte und an denen er unabläßig studirte, von tiefer praktischer Einsicht, hatte jedoch wenig Talent, seine Erfindungen zu verwerthen. Er war nicht nur mittellos, sondern rein ein Gelehrter und Künstler, der selten nur die Werkstätte besuchte. Boulton hingegen war reich, wußte Watts Ideen zu würdigen, hatte großen Einfluß, viele kommercielle Einsichten und eine große industrielle Thätigkeit. Mit Boulton verband sich Watt aber erst 1774, nachdem Dr. Roebuk, mit dem er zuerst in Verbindung getreten, in ökonomische Verlegenheiten gerathen war. 1775 wurde die große Dampfmaschinenfabrik zu Soho bei Birmingham errichtet, die noch später (unter der Firma James Watt) als eine der ausgezeichnetsten blühte.

VI.

Fortschritte nach Watt.

Watt baute nur Maschinen mit Niederdruck, daher wurden die Dampfcylinder weit und hoch, daher auch der Balancier lang und andere Konstruktionstheile groß und schwer. Es war daher die nächste Aufgabe, eine höhere Dampfspannung zu erzielen und sodann diesen Dampf durch Expansion arbeiten zu lassen. Versuche mit Hochdruckdampf machten Trevithik und Vivian in England, Olivier Evans in Amerika (1795). Hochdruck mit Expansion brachte 1804 Arthur Woolf mit zwei neben einander stehenden Dampfcylindern zur Anwendung, in der Weise, daß der Dampf mit vollem Druck zuerst im kleinen Cylinder arbeitet, nachher in den größern Cylinder abfließt und hier durch Expansion wirkt. Sein System hat sich bis heute erhalten. In Frankreich führte 1815 Edwards zweicylindrige Maschinen ein, weßhalb dieses System lange nach ihm benannt wurde. Die Anwendung von Hochdruck hatte zur Folge, daß man die Watt'schen Kofferkessel, sowie die Kessel mit flachen Wänden zu ersetzen suchte durch solche, welche eine höhere Festigkeit gewähren, d. h. durch cylindrische Kessel. Cartwright führte 1797 die Metallkolben ein statt der Hanfliderung, Murray 1799 die Steuerung mit dem Muschelschieber, Symington 1801 den liegenden Cylinder. Amontons soll 1799 die erste rotirende Maschine erfunden haben, die aber, wie alle spätern, zu keiner Anerkennung gelangen konnte. Maudslay gelang es 1807, den Balancier zu vermeiden und eine direkte Bewegung des Dampfkolbens auf die Hauptwelle zu erzielen. Deßhalb fanden auch seine Maschinen wegen der größeren Einfachheit, Leichtigkeit und Eleganz große Verbreitung. Die oscillirenden Dampfcylinder[1] wurden 1785 von Murdock erfunden, der sie jedoch nur als Modell in Gang brachte, 1808 soll sie der Amerikaner French auf einem Dampfboot angewandt haben. Dauernd wurde sie jedoch erst 1820 von Cavé in Paris und 1821 von Manby in England eingeführt.

Fortschritte bildeten die Anwendung der Oberflächenkondensation für Schiffe; die Einführung der Röhrenkessel (Seguin), welches System besonders bei Lokomotiven Eingang fand; die Einführung der Vorwärmer (Cavé, Farcot) zur bessern Ausnützung der Wärme der Gase, welche nach dem Kamin ziehen; der Coulissensteuerung von Stephenson zum Umsteuern und Abändern des Füllungsgrades, der Steuermecha-

[1] Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, I. Bd. 427.

nismen von Farcot (1838), J. J. Meyer (1843); Corliß (1855), Gebrüder Sulzer (1867). Bei diesen letzten Steuerungen wirkte der Regulator direkt auf die Schieber oder Ventile, welche den Dampf in den Cylinder treten lassen und zwar automatisch in der Weise, daß sie stark und lange geöffnet bleiben, wenn die Maschine eine große Arbeit zu verrichten hat und bald abschließen, wenn diese Arbeit klein ist, ohne daß dabei die Dampfspannung während des Eintrittes reducirt wird.

VII.

Klassifikation der bis jetzt erfundenen Arten von Dampfmaschinen.

Durch die zahllosen Bemühungen, die Dampfmaschine überhaupt oder zum Behuf besonderer Anwendungen zu vervollkommnen, sind allmälig Maschinen von überaus mannigfaltiger Einrichtung zu Stande gebracht worden. Und fast auf eben so vielfache Weise hat man den Apparat zur Erzeugung des Dampfes verändert.

Die meisten der früheren Erfindungen sind zwar, durch bessere verdrängt, jetzt außer Gebrauch und gar manche neuere wenig in Anwendung gekommen; wenn aber auch nur die wirklich gebräuchlichen unsere besondere Aufmerksamkeit verdienen mögen, so wollen wir doch eine Uebersicht der verschiedenen Arten oder Systeme von Dampfmaschinen, die bis dahin erfunden wurden, zu geben und sie zu klassificiren versuchen.

Man kann die Dampfmaschine eintheilen: 1) nach der Wirkungsweise des Dampfes; 2) nach der Anordnung der Hauptbestandtheile; 3) nach der Verwendung der Maschinen. Die erstere Eintheilung beruht auf physikalischen, die zweite auf mechanischen und die dritte auf industriellen Principien.

a. Wirkungsweise des Dampfes.

Der Dampf wirkt entweder durch Ansaugen, Stoß oder Druck. Er wirkt durch Ansaugen von Wasser, indem er während des Fortströmens von Wasser kondensirt wird, dadurch einen luftverdünnten Raum hervorbringt und, ähnlich wie eine Pumpe, Wasser in die Höhe hebt. Hieher gehören die Maschinen von Savery, der Injekteur von Giffard, die Pumpen von Korting.

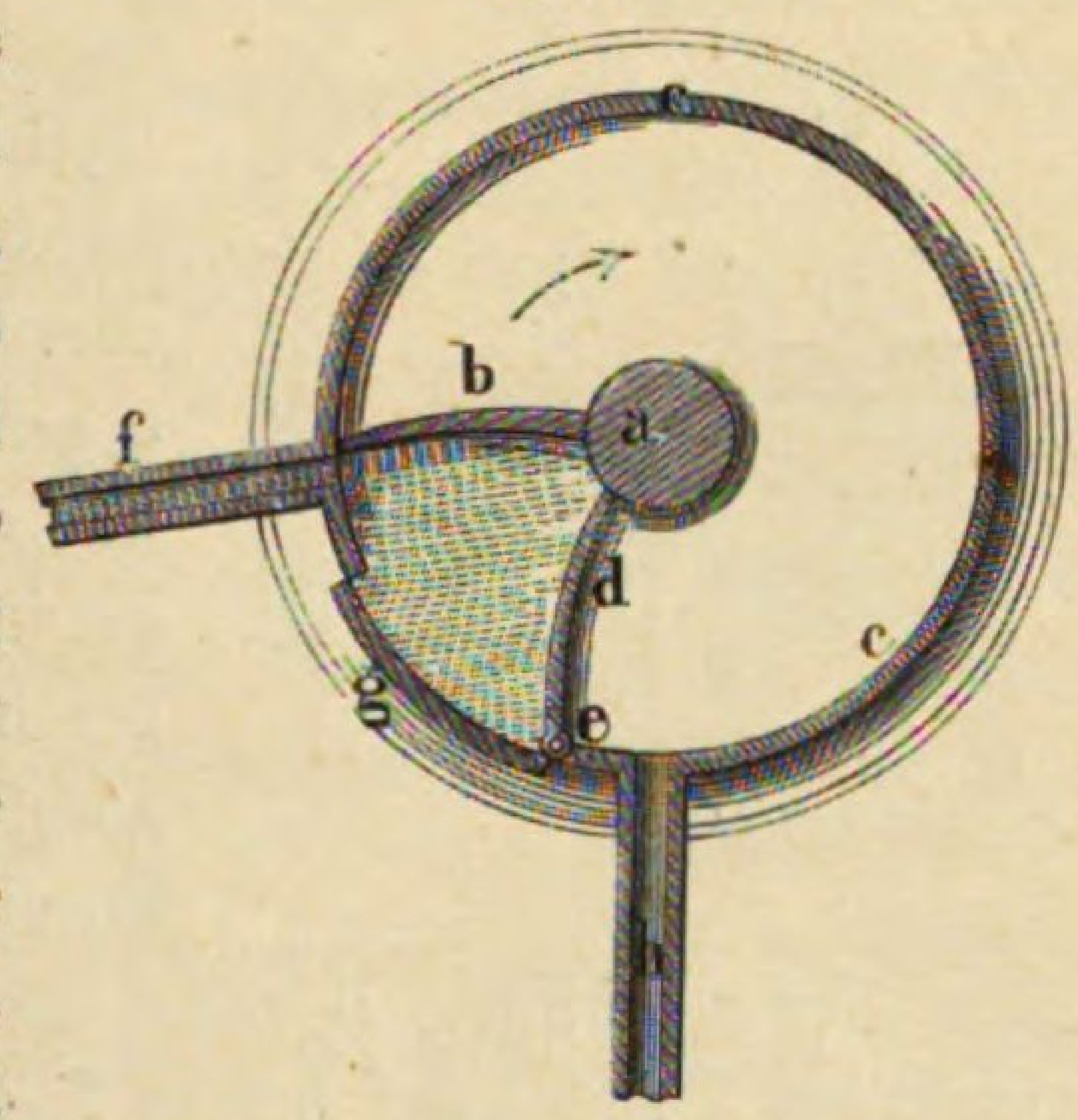
Der Dampf wirkt durch Stoß, indem ein Dampfstrahl gegen die

Schaufeln eines Rades geleitet wird und dasselbe dreht. Hier soll also die im Dampfe enthaltene lebendige Arbeit auf das Rad übertragen werden.

Der Dampf wirkt endlich durch Druck, indem er in ein verschlossenes Gefäß fließt und darin ein Rad dreht oder einen Kolben fortschiebt. Die letzteren Maschinen hießen Kolben- oder Cylindermaschinen.

Als Beispiel für das erste Prinzip kann die von Watt vorgeschlagene Radmaschine dienen, die in Fig. 6 skizzirt ist. An der Welle a ist ein Flügel b befestigt, welcher dampfdicht an der Innenwand des Cylinders c schließt; die um e drehbare Klappe d schließt ebenfalls an beiden Enden dampfdicht. Dringt nun durch das Rohr f Dampf in den von b und d eingeschlossenen Sektor, so erhält b und zugleich die Welle a eine Drehung in der Richtung des Pfeils, wenn der auf der Rückseite von b befindliche Dampf durch h in die freie Luft oder in einen Kondensator abströmen kann. Wenn der Flügel b die Klappe d trifft, so legt er sie in die Vertiefung g so lange zurück, bis er wieder die in der Zeichnung angedeutete Stellung angenommen hat. Um diese letzte Wirkung zu ermöglichen, ist ein Schwungrad nothwendig.

Fig. 6.



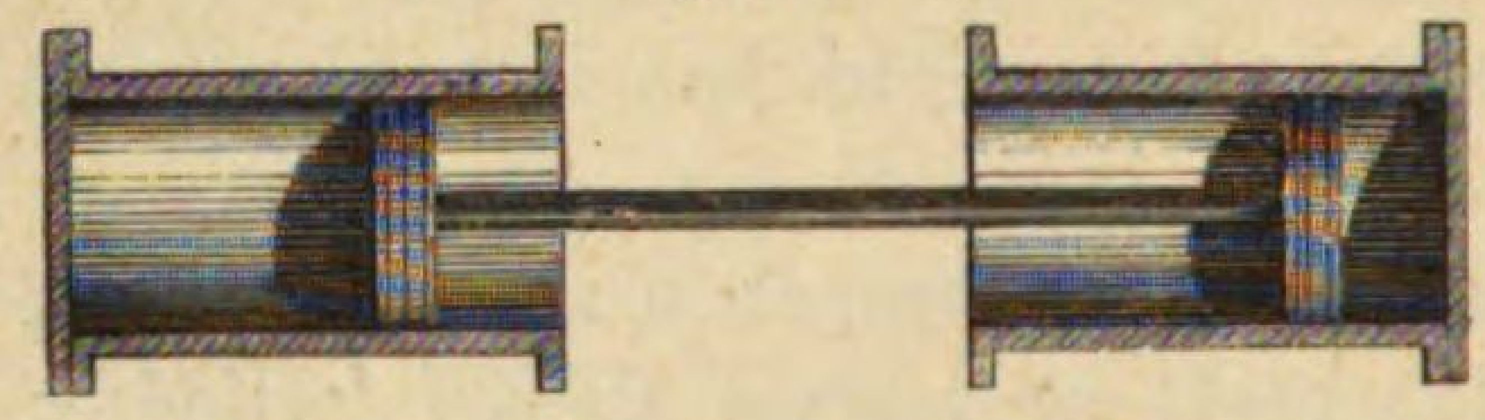
Die Kolbenmaschinen kann man wie folgt eintheilen:

1. Einfach wirkende und doppeltwirkende Maschinen. Bei den erstern tritt der Dampf auf der einen Seite des Cylinders ein und schiebt den Kolben der ganzen Länge des Cylinders nach fort; hierauf wird der Dampf im Cylinder kondensirt und der Kolben durch den Luftdruck zurückgetrieben. Auf diesem Princip beruhen die atmosphärischen Maschinen von Newkomen, wie sie auf S. 18 beschrieben wurden, sowie die alten Cortwall'schen Maschinen, welche jetzt noch zum Heben von Wasser aus Bergwerken in Cornwallis im Betrieb stehen.

Bei den atmosphärischen Maschinen kann man den Eintritt des Dampfes vor Vollendung des Kolbenhubes absperren und den Dampf noch durch Expansion wirken lassen, zumal wenn man ein Gegengewicht zu Hülfe nimmt. Nach diesem Princip sind Faivre's atmosphärische Maschinen konstruirt. S. Pol. J. 82; 161.

Man hat auch wohl (Fig. 7 S. 28) zwei Cylinder gegen einander gestellt, deren Kolben eine gemeinsame Stange hin- und herschiebt, und so eine Maschine gebaut, die den Uebergang zu der doppeltwirkenden bildet.

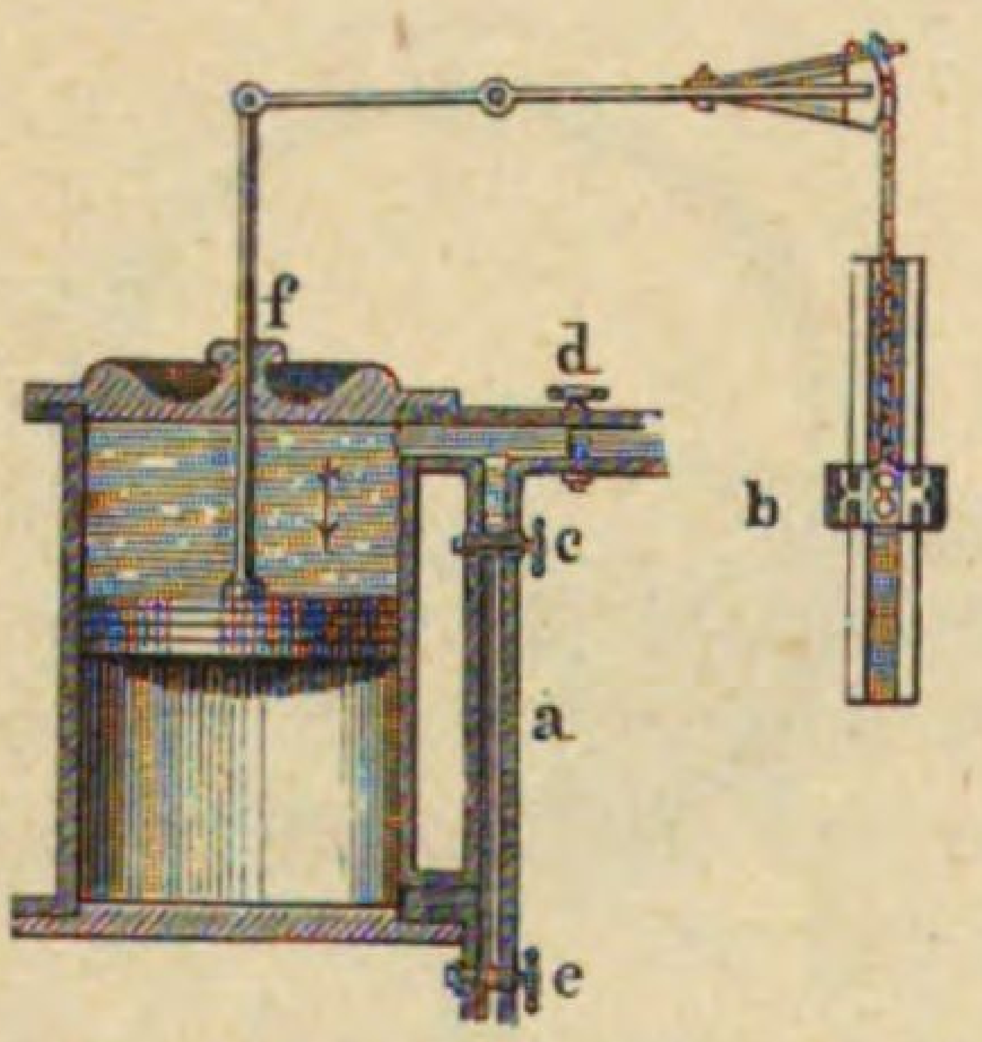
Fig. 7.



Der Cylinder der atmosphärischen Maschine ist auf der einen Seite offen. Der Cylinder kann aber auch ganz geschlossen und die Wirkung des atmosphärischen Druckes beseitigt werden.

Bei dieser Gattung, die Watt Anfangs konstruirte, wurde das Kolbenspiel also hervorgebracht (Fig. 8): Durch d kann der Dampf in den Cylinder und über den Kolben sich ergießen, durch e der Dampf aus dem Cylinder in den Kondensator abfließen und durch die Röhre a eine Verbindung des obern und untern Cylinderraums, wenn c geöffnet wird, vermittelt werden. Ist d und e offen, der Verbindungs- oder Gleichgewichtshahn c aber geschlossen, so bewirkt der aus d einströmende Dampf den Niedergang des Kolbens und zugleich wird das Gewicht b gehoben. Wird nach Vollendung des Laufes c geöffnet, d und e aber geschlossen, so stellt sich ein Gleichgewicht des Druckes auf beiden Seiten des Kolbens her, weil der Dampf aus dem untern Theile durch a in den obern sich verbreiten kann, und b zieht den Kolben aufwärts.

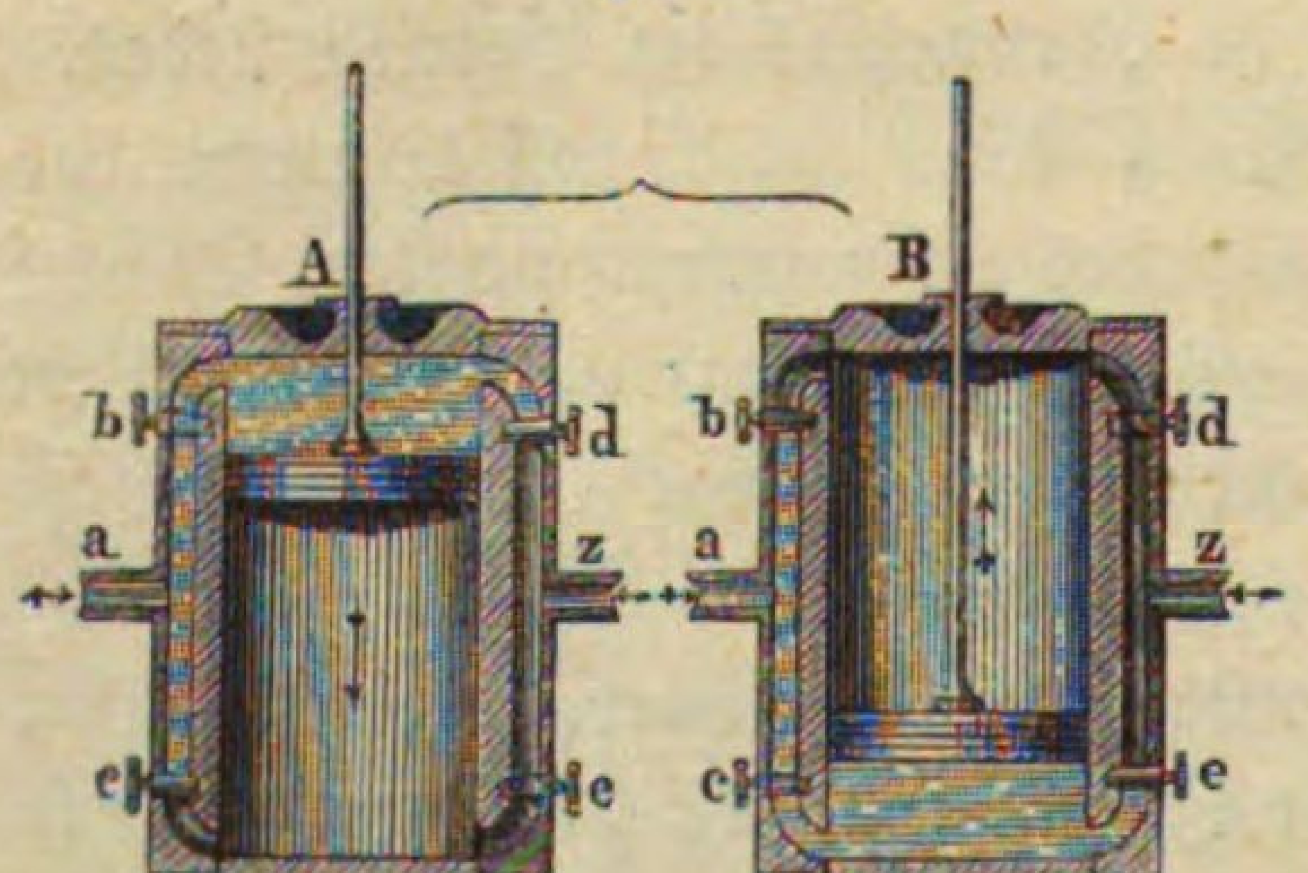
Fig. 8.



Wie leicht zu erachten, kann man eben so gut den Kolben durch den Dampfdruck steigen machen; es muß dann nur der Kolben selbst belastet werden.

Ebenso kann man sich eines stärker gespannten Dampfes bedienen und diesen dann, nachdem er gewirkt, auch wohl in die Luft entweichen lassen; und endlich läßt sich noch von dem Expansionsprincip Gebrauch machen, wie dieß denn wirklich bei vielen der wegen ihrer Leistungen früher so berühmten Cornwall'schen Maschinen der Fall ist.

Fig. 9.



Die doppeltwirkenden Maschinen sind jene, in welchen der Dampf wechselsweise auf jeder Seite des Kolbens thätig wird.

Der Dampf kann zu dem Ende aus a (Fig. 9) durch zwei Wege b und c in den Cylinder einströmen und durch zwei andere d und e aus demselben in den Kondensator oder die freie Luft abziehen; der Kolben

sinkt, wenn die Hähne oder Klappen b und e offen, c und d aber geschlossen sind (wie in A), und steigt, wenn umgekehrt c und d offen, b und e geschlossen sind (wie in B).

2. **Maschinen mit Niederdruck, Mitteldruck oder Hochdruck**, je nachdem die Spannung des Dampfes 1—2, 3—4, 5 und mehr Atmosphären beträgt.

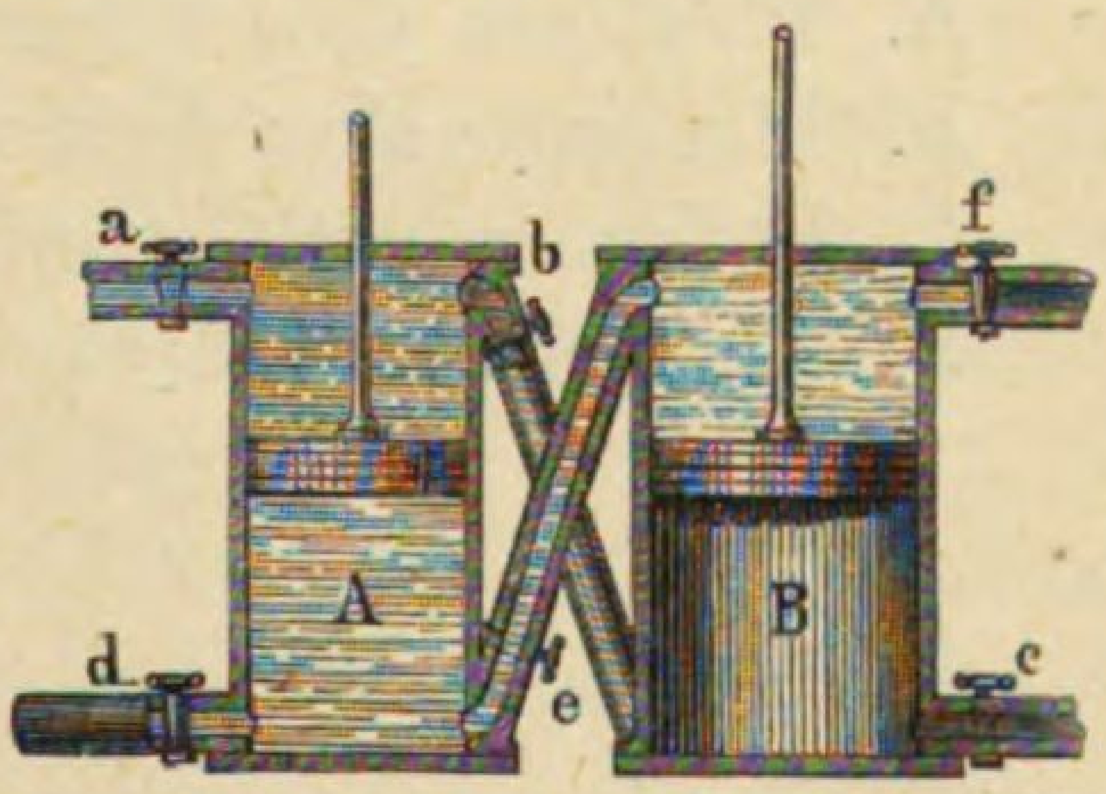
3. **Volldruck- und Expansionsmaschinen**, je nachdem der Dampf mit konstantem Druck arbeitet, oder, indem der Zutritt früher oder später abgesperrt wird, der Kolben einen Theil des Hubes durch die expandirende Wirkung des Dampfes zurücklegt. Bei diesen Maschinen gibt es daher eine Volldruck- und eine Expansionsperiode. Je schwächer die Füllung des Cylinders mit Dampf ist, um so größer wird die Expansion. Man kann in dieser Beziehung Maschinen mit konstanter und veränderlicher Expansion unterscheiden.

Bei manchen Maschinen findet die Expansion nicht in demselben Cylinder statt, sondern in einem zweiten, größeren,[1] so daß keine oder aber eine erst spät eintretende Absperrung im ersten Cylinder nöthig wird; hieher gehört die Woolf'sche Maschine und jene, welche Dingler 1873 in Wien ausgestellt hatte.

4. **Maschinen ohne und mit Kondensation**, je nachdem der Dampf, nachdem er gearbeitet hat, in die freie Luft oder in den Kondensator abfließt. Die Kondensation kann verbunden sein mit der Volldruckmaschine, wie mit der Expansionsmaschine.

[1] Wie Expansionsmaschinen mit 2 Cylindern sich herstellen lassen, ist aus Fig. 10 zu ersehen. A und B sind 2 Cylinder von ungleicher Kapacität. Durch a und d tritt der frische Dampf aus dem Kessel in den kleineren Cylinder; durch c und f aus dem größern in den Kondensatar oder die freie Luft. Beide Cylinder sind durch zwei Röhren b und e mit einander verbunden, und zwar der obere Theil von A mit dem untern von B und der untere Theil von A mit dem obern von B. Nehmen wir an, beide Kolben haben den höchsten Punkt ihres Laufes erreicht, und es werden dann die Hähne a, e und c geöffnet und b, d und f geschlossen, so strömt der Dampf über den Kolben A, und dieser muß weichen, weil der unter ihm befindliche Dampf zugleich durch e in den großen Cylinder B abfließen und sich darin expandiren kann. Es wird aber auch der Kolben B sinken müssen, weil der Dampf unter demselben durch c entweichen kann. Und wie leicht zu erkennen, muß das umgekehrte Kolbenspiel sich ergeben, wenn darauf die Hähne a, e und c geschlossen, die drei andern aber geöffnet werden. Beide Kolben steigen und sinken also zugleich und können daher an demselben Arm des Balanciers wirken.

Fig. 10.



5. Maschinen mit feuchtem oder überhitztem Dampf, je nachdem der Dampf noch etwas Wasser mit sich führt oder über seinen Sättigungsgrad hinaus erhitzt ist.

b. Anordnung der Theile.

Hier kann man im Wesentlichen unterscheiden: Maschinen mit aufrechtem, geneigtem oder liegendem Cylinder; mit festem oder oscillirendem Cylinder; mit unmittelbarer oder mittelbarer Transmission, d. h. mit direkter Uebertragung der Bewegung auf die Achse oder mit Balancier; mit Steuerung durch Ventile, durch gleitende oder rotirende Schieber; mit kleiner, mittlerer oder großer Geschwindigkeit u. s. w.

c. Verwendungsweise der Maschine.

Man pflegt stationäre und lokomotive Dampfmaschinen zu unterscheiden. Die stationären heißen auch fixe oder Landmaschinen und dienen fast insgesammt als Betriebsmaschinen zu industriellen Zwecken. Sie haben entweder ein bleibendes Fundament oder sind leicht verlegbar: Zu den letztern gehören jene kleinen Maschinen, welche mit dem Kessel direkt verbunden sind.

Der lokomotiven Maschinen gibt es zweierlei: Schiffsmaschinen und Wagen- oder Lokomotivmaschinen. Die letztern zerfallen in Eisenbahnlokomotiven, Straßenlokomotiven und in Lokomobilen.

So mannigfach indeß die Konstruktion und Bestimmung dieser Maschinen ist, so sind doch ihrer wesentlichsten Verschiedenheit nach, d. h. mit Rücksicht auf die Wirkungsweise des Dampfes, alle unter folgende 4 Klassen zu bringen:

A. Maschinen ohne Expansion und ohne Kondensation.
B. Maschinen ohne Expansion und mit Kondensation.
C. Maschinen mit Expansion und ohne Kondensation.
D. Maschinen mit Expansion und mit Kondensation.

VIII.

Erfordernisse einer Dampfmaschine.

Jede Dampfmaschine in weitester Auffassung enthält zwei Hauptbestandtheile: Den Dampferzeugungs- und den Dampfverwendungs-Apparat. Letzterer macht die Dampfmaschine im engern Sinne aus.

Der Dampferzeugungs-Apparat, der gewöhnlich einen besondern Raum einnimmt, ist der Kessel mit seinen verschiedenen Theilen. Derselbe muß eine hinlängliche Größe und Festigkeit haben, gefüllt und geleert, fortdauernd mit Wasser gespeist und im Innern gereinigt werden können. Man muß beobachten können, wie hoch das Wasser im Kessel steht und wie stark der Dampfdruck ist. Der Dampf muß in den Cylinder strömen, nöthigenfalls aber auch abgelassen werden und bei hoher Spannung durch ein Sicherheitsventil in die Luft entweichen können. Die Kesselanlage muß mit einem Feuerraum versehen sein, in welchem der Brennstoff möglichst vollkommen verbrennen kann; es müssen Züge und ein Rauchfang in angemessenen Dimensionen vorhanden sein, die leicht gereinigt werden können. Es muß eine Einrichtung vorhanden sein, um die Stärke des Feuers beständig so zu regeln, daß die Erzeugung des Dampfes stets dem wechselnden Dampfbedarfe angemessen sei. Liegen Feuerraum und Züge außerhalb des Kessels, so ist ein besonderer, feuerfester Ofen nöthig. Schließlich soll die Anlage so getroffen sein, daß möglichst wenig Wärme durch Abkühlung und durch den Uebergang der Verbrennungsgase nach dem Rauchfang verloren geht.

Die eigentliche Dampfmaschine erheischt außer dem Cylinder vorerst einen Apparat, durch welchen der Dampf in dem Cylinder gehörig vertheilt wird; der Dampf muß nicht nur einströmen und wieder entweichen, sondern es muß auch die Menge desselben, um einen gleichförmigen Gang zu erhalten, genau regulirt werden können. Dieses künstliche Spiel von Hahnen, Klappen, Ventilen oder Schiebern muß die Maschine selbst und aufs Pünktlichste verrichten. Der entsprechende Mechanismus ist die Steuerung.

Der Dampfcylinder muß an beiden Enden wohl verschlossen, die Liderung des Kolbens dauerhaft und dampfdicht sein und dabei wenig Reibung verursachen. Die Kolbenstange muß durch eine dampfdichtschließende Stopfbüchse aus dem Cylinder austreten.

Zur Verwandlung der geradlinigen Hin- und Herbewegung der Kolbenstange in eine kreisförmige ist eine Treibstange nebst Kurbel und Welle erforderlich. Oefters wird diese Uebertragung der Bewegung durch einen Balancier vermittelt. Eine eigene Vorrichtung muß die Kolbenstange geradlinig führen. Ein großes Schwungrad an der Welle ist nöthig, um die Unregelmäßigkeiten der Kurbelbewegung auszugleichen.

Soll endlich der entweichende Dampf kondensirt werden, so muß er zu dem Ende nicht nur in einen eigenen Apparat gelangen, sondern es muß beständig kaltes Wasser in den Kondensator fließen. Eine Pumpe muß sodann das Kondensationswasser wieder wegschaffen, um

einen möglichst luftleeren Raum im Kondensator zu erzeugen. Deßhalb heißt diese Pumpe auch Luftpumpe. Wird das kalte Wasser nicht direkt in den Kondensator gesogen, so muß es durch die sogenannte Kaltwasserpumpe zugetrieben werden. Außer diesen Pumpen muß noch eine andere vorhanden sein, welche fortdauernd den Kessel speist und daher Speisepumpe heißt. Diese Pumpe ist entweder ein Bestandtheil der Dampfmaschine oder wirkt unabhängig von ihr.

Dieß sind im Allgemeinen die wesentlichsten Theile, die beinahe zu jeder Dampfmaschine gehören. Bevor wir indessen die verschiedenen Theile und ihre Verrichtungen einzeln betrachten und ausführlich die Eigenschaften des Dampfes untersuchen, welche der Einrichtung der Maschine zu Grunde liegen, wollen wir den Zusammenhang, in welchem die einzelnen Theile unter einander stehen, an zwei Beispielen erläutern. Wir wählen hierzu eine mit Kondensation arbeitende Maschine mit stehendem Cylinder und Balancier und eine Maschine mit liegendem Cylinder ohne Kondensation. Die Zeichnungen dieser beiden, im vorigen Jahrzehnt ausgeführten Maschinen verdanken wir der Güte ihrer Erbauer, der Herren Rudolph und Beck in Chemnitz.

IX.

Darstellung einer Balancier-Dampfmaschine mit Kondensation in ihrem Zusammenhange.

Der durch das Dampfrohr A (Tafel 1) aus dem Kessel zuströmende Dampf gelangt durch den Schieberkasten B in den Dampfcylinder C und nach seiner Wirkung aus diesem, ebenfalls durch Vermittelung des Schieberkastens, in ein Rohr D, das ihn nach dem Kondensator E leitet.

Die Bewegung, welche der einströmende Dampf dem in dem Cylinder befindlichen und dampfdicht in demselben schließenden Kolben ertheilt, wird vermittelst einer am Kolben befestigten Stange F, der sog. Kolbenstange, auf den zweiarmigen Hebel oder Balancier G, welcher in den Lagern H über den Gestellböden I in vertikaler Ebene schwingen kann, übertragen. Zur Erzeugung einer geradlinigen Stangenbewegung wird die Verbindung zwischen der Kolbenstange und dem Balancier durch das Parallelogramm KK und die Führung LL zwischen den Säulen MM vermittelt. Das zweite Ende des Balanciers

überträgt die Bewegung vermittelst der Kurbelstange oder Bleuelstange N und der Kurbel oder dem Krummzapfen O auf die Hauptwelle P, an welcher zur Erlangung eines gleichförmigen Ganges das Schwungrad Q befestigt ist. Durch die Verbindung von Kurbel und Kurbelstange wird die schwingende Bewegung des Balanciers in die ununterbrochen drehende der Hauptwelle umgesetzt.

Damit der frische Dampf abwechselnd über und unter den Kolben treten und zugleich derjenige Dampf, welcher bei dem vorhergehenden Kolbenhube wirksam gewesen ist, von der entgegengesetzt liegenden Kolbenfläche ungehindert entweichen kann, bewegt sich über den Dampfwegen des Cylinders ein Schieber, welcher seinen Betrieb durch die Stangenverbindung $a^1a^2a^3$ von einer mit der Schwungradwelle drehbaren excentrischen Scheibe empfängt. Ein zweites auf der Schwungradwelle sitzendes Excentric treibt vermittelst der Stangenverbindung $b^1b^2b^3$ einen zweiten Schieber, welcher sich unmittelbar über dem Rücken des ersten Schiebers auf und nieder bewegt und lediglich die Bestimmung hat, die Eintrittsöffnungen im ersten Schieber früher zu verschließen, als der Kolben das Ende seines Wegs erreicht hat. Dieser Schieber bewirkt also die Expansion des Dampfes und heißt deßhalb der Expansionsschieber, zum Unterschiede von dem ersten oder dem Vertheilungsschieber, durch welchen die regelmäßige Vertheilung des Dampfes in dem Cylinder hervorgebracht wird. Eine durch eine Stopfbüchse aus dem Schieberkasten herausragende Spindel mit einem Handgriff gestattet die Verstellung des Expansionsschiebers und somit die Veränderung des Expansionsgrades.

Bei veränderter Last der Maschine würde auch die Geschwindigkeit derselben sich ändern, wenn nicht eine Vorrichtung angebracht wäre, durch welche die Menge des einströmenden Dampfes von der Geschwindigkeit der Maschine abhängig gemacht und so regulirt wird, daß immer gerade so viel Dampf einströmt, als zur Erzeugung der normalen Geschwindigkeit nothwendig ist. Hierzu dient der Watt'sche Centrifugal- oder Schwungkugelregulator Z, zwei durch Kugelgewichte beschwerte Stangen, welche gelenkig mit einer durch konische Räder von der Schwungradwelle aus getriebenen, vertikalen Welle verbunden sind. An diese Regulatorstangen schließt sich eine Hülse R an, welche an der vertikalen Regulatorwelle frei auf und nieder spielen kann und durch die Zugstangen und Winkelhebel $c^1c^2c^3c^4c^5$ auf eine Klappe im Dampfrohr, die sog. Drosselklappe, wirkt. Wenn die Geschwindigkeit der Maschine wächst, so entfernen sich in Folge der vergrößerten Centrifugalkraft die Kugeln von einander, die Hülse wird gehoben, die Drosselklappe dreht sich und der Querschnitt der Durchgangsöffnung für

den Dampf wird so weit vermindert, daß die Maschine in ihre Normalgeschwindigkeit zurückkehrt. Sinkt dagegen die Geschwindigkeit unter die normale herab, so nähern sich die Kugeln einander, senken die Hülse und drehen die Drosselklappe so, daß ein vermehrter Dampfzufluß stattfinden kann. Da dieser Regulator die Stellung des Expansionsschiebers nicht ändert, so ändert er auch den Füllungsgrad des Cylinders nicht, d. h. es tritt bei jedem Hub ein gleiches Volumen Dampf in die Maschine. Allein die Spannung des Dampfes wechselt mit dem Widerstand, welchen die Maschine zu überwinden hat. Ist dieser Widerstand groß, so wird die Drosselklappe stark geöffnet und es gelangt der Dampf in den Cylinder mit einer Spannung, welche nur wenig niedriger ist als die im Kessel; ist der Widerstand klein, so schließt sich die Drosselklappe stark, es wird der Durchgang des Dampfes erschwert und es entsteht eine bedeutende Verringerung des Dampfdruckes.

Zum völligen Abschließen der Dampfleitung dient ein Absperrventil, welches durch den Handgriff S in Thätigkeit gesetzt werden kann.

Das zur Kondensation des Dampfes dienende Wasser wird, nachdem es seine Wirkung ausgeübt hat, in Verbindung mit der in ihm enthaltenen Luft und dem durch die Kondensation des Dampfes selbst gebildeten Wasser durch die Luftpumpe T aus dem Kondensator E entfernt. Die Luftpumpe ist eine einfachwirkende Pumpe und dient bei unserer Maschine, wo das kalte Wasser nur wenige Fuß hoch anzusaugen ist, zugleich zum Heben des kalten Wassers in den Kondensator. Wenn freilich das kalte Wasser auf eine größere Höhe zu heben ist, so muß noch eine besondere Kaltwasserpumpe aufgestellt werden, die dann ebenso, wie die Luftpumpe, mit dem Balancier verbunden wird.

An die Flantsche U wird das Ausgußrohr für das Kondensationswasser angeschraubt. Die Flantsche V am Kondensatorrohr ist für gewöhnlich durch einen Deckel geschlossen; soll aber die Maschine zeitweise ohne Kondensation arbeiten, so wird das in die freie Luft ausmündende Ausblaserohr an dieselbe angeschraubt.

W ist die Speisepumpe, eine gewöhnliche Druckpumpe mit dem Saugventil W^1 und dem Druckventil W^2. Sie entnimmt ihr Wasser dem Kondensator E und hebt es durch das Steigrohr X in den Dampfkessel. Dadurch, daß man das Saugrohr der Speisepumpe in den Kondensator münden läßt, gewinnt man zugleich den Vortheil, daß das Speisewasser in schon angewärmtem Zustande dem Kessel zugeführt wird. Damit ist aber auch der Nachtheil verbunden, daß von dem Fette, womit der Kessel geschmiert wird, in den Kessel gelangt. Auch die Speisepumpe erhält ihre Bewegung vom Balancier aus.

Die ganze Maschine ruht auf einer durchgehenden gußeisernen Platte, die nur an einzelnen Stellen durchbrochen ist.

X.

Darstellung einer liegenden Dampfmaschine ohne Kondensation in ihrem Zusammenhange.

Das früher herrschende Vorurtheil, daß bei liegenden Dampfmaschinen die Cylinder und Stopfbüchsen wegen des einseitig wirkenden Gewichts des Kolbens und der Kolbenstange ungleichförmig abgenutzt würden und in Folge hiervon der dampfdichte Schluß verloren ginge, ist durch die Erfahrung längst beseitigt, und man hat dagegen die Vortheile der bequemeren Ueberwachung, der leichteren Fundamentirung, des billigeren Preises, sowie den aus diesen unmittelbaren Vortheilen überdieß noch hervorgehenden mittelbaren Gewinn mehr und mehr schätzen gelernt, so daß gegenwärtig für gewisse Zwecke, namentlich für Fabrikanlagen, andere Dampfmaschinen, als solche mit liegenden Cylindern kaum noch gebaut werden.

Tafel 2 zeigt eine solche Maschine im Aufriß (Fig. 1) und Grundriß (Fig. 2) und zwar ohne Kondensation. Der Dampf tritt aus dem Kessel durch das Dampfrohr A und den Schieberkasten B in den Cylinder C und aus diesem, nachdem er seine Wirkung vollbracht hat, durch das Ausblaserohr D in die freie Luft.

Es ist von praktischer Wichtigkeit, daß der Schieberkasten B nicht über, sondern neben dem Dampfcylinder liegt. Der Dampf führt nämlich immer Wassertheile mit sich, und außerdem bildet sich durch die Abkühlung von außen und durch das Arbeiten des Dampfes etwas Kondensationswasser, welches, wenn es sich bis zu einem gewissen Grade ansammelt, das sogenannte Schlagen des Kolbens herbeiführt und selbst das Durchdrücken des Cylinderbodens oder Deckels veranlassen kann. Liegt nun der Schieberkasten zur Seite des Cylinders, so fließt dieses Wasser beständig mit dem ausblasenden Dampfe durch den tief liegenden Dampfweg nach dem Ausblaserohr aus, ohne sich je ansammeln zu können. Ist aber der Schieberkasten über dem Cylinder angebracht, so muß das Wasser durch einen in den untern Theil des Cylinders eingeschraubten Hahn von Zeit zu Zeit abgelassen werden; man ist also in diesem Falle nur von der Zuverlässigkeit des Maschinenwärters abhängig.

Die Bewegung des Kolbens wird vermittelst der Kolbenstange E auf das Querhaupt oder den Kreuzkopf F, der zwischen den Geleisen GG seine Geradführung erhält, übertragen und von da durch die Kurbelstange H und die Kurbel I auf die Schwungradwelle K fortgepflanzt. Das Schwungrad L dient zugleich zur weiteren Fortpflanzung der Bewegung und ist zu diesem Zwecke verzahnt.

Die Steuerung ist dieselbe, wie bei der ersten Maschine; nur werden die vertikalen Schieberbewegungen jener Maschine hier durch Horizontalbewegungen ersetzt. Der Handgriff M, welcher zur Verstellung des Expansionsschiebers dient, bewegt sich über einer Skala, welche den Expansionsgrad angibt.

N ist der Regulator, der durch die Stangen und Hebelverbindung $c^1 c^2 c^3 c^4 c^5$ wieder auf die Drosselklappe in der Dampfleitung wirkt.

Die Speisepumpe O mit ihren Ventilen, dem Saugventil O^1 und dem Druckventil O^2, liegt neben dem Dampfcylinder, dem Schieberkasten entgegengesetzt. Sie erhält ihren Betrieb von der Schwungradwelle vermittelst der Schleppkurbel P, der Kurbelscheibe Q und der Kurbelstange R, an welche durch den Rahmen S die Pumpenkolbenstange T angeschlossen ist. Mit dem Rahmen S ist noch ein zweiter Rahmen S^1 verbunden, der durch die Stange U eine zweite Pumpe treibt. Diese zweite Pumpe hebt das Speisewasser aus einem Brunnen in einen Behälter, aus dem es wieder das Saugrohr V der Speisepumpe entnimmt, um es durch das Druckrohr W in den Dampfkessel zu befördern. Durch die leicht lösbaren Keile XX können beide Pumpen während des Ganges sowohl einzeln, als zusammen in und außer Betrieb gesetzt werden.

Zweiter Abschnitt.

Physik des Dampfes.

I.

Von den Gesetzen der Dampfbildung und den Eigenschaften des Dampfes überhaupt.

Ist Wasser der freien Luft ausgesetzt, so verdunstet dasselbe allmälig, und zwar bei jeder auch noch so niedrigen Temperatur; wird es erwärmt, so erfolgt eine immer raschere Verdunstung.

Die Erwärmung kann jedoch nur bis auf einen gewissen Grad erhöht werden; ist dieser erreicht, so tritt plötzlich eine ganz andere Erscheinung ein, das Wasser kocht oder siedet. Von nun an bildet sich durch die Wärme, welche noch ins Wasser übergeht, Dampf, der in zahllosen Blasen aus dem Wasser sich erhebt, so daß ein lebhaftes Aufwallen entsteht. Die Temperatur des Wassers steigt nicht weiter.

Alle Flüssigkeiten zeigen ähnliche Erscheinungen, das Sieden derselben tritt aber nicht beim gleichen Temperaturgrade ein. Der Siedepunkt des reinen Wassers liegt bei 80° R. (der Reaumur'schen Skala) oder 100° C. (der hunderttheiligen nach Celsius) oder 212° F. (der Fahrenheit'schen Skala).

Offenbar besteht das Sieden in einer ungehinderten Dampfbildung. Tritt es also nicht früher ein, so muß derselben irgend ein Hinderniß im Wege stehen, das bei niedriger Temperatur nicht überwunden werden kann. Dieses Hinderniß kann kein anderes sein, als der Druck der Luft.

Und in der That kommt Wasser unter einer Luftpumpe bei einem ungleich schwächern Wärmegrad schon zum Sieden, so wie unter einer Kompressionspumpe erst bei einem höhern. Eben daher ist der Siede-

punkt keineswegs unveränderlich. Er tritt nur dann genau bei 100° C. ein, wenn der Barometer auf 76 Cm. steht. Bei einem tiefern oder höhern Stande hat auch das Sieden etwas früher oder später statt.

Leicht ist auch einzusehen, warum der Luftdruck die Bildung des Dampfes erschwert. Da der Dampf eine elastische Flüssigkeit ist, so wird derselbe sich nur dann frei bilden können, wenn seine Elasticität oder Spannkraft dem Luftdrucke gleich kommt, und dieß kann nur bei einem gewissen Grade von Wärme und Dichtigkeit statt finden.

Da nun das Wasser bei 100° C. siedet, so ergibt sich daraus, daß der Druck des Dampfes bei dieser Temperatur eben jenem der Luft gleich kommt, und daß also auch dieser Dampf eine Quecksilbersäule von 76 Cm. Höhe zu tragen vermag.

Die Ausdehnung aber beträgt ungefähr das 1700fache oder 1 Liter kaltes Wasser gibt beinahe 1,7 Kubikmeter Dampf von 100° Wärme und von der Spannkraft der Atmosphäre. Es verhält sich daher die Dichtigkeit (und das spez. Gewicht) des kalten Wassers zu der des Dampfes von 100° wie 1700 : 1, d. h. dieser Dampf ist 1700mal leichter als Wasser. Es ist daher auch das Gewicht von 1 Kubikmeter dieses Dampfes 1 : 1,700 = 0,588 Kil.

Da während des Siedens die Temperatur des Wassers unverändert bleibt und der Dampf selbst die nämliche Temperatur hat, so mochte es lange unbegreiflich sein, was aus der Wärme wird, die fortdauernd dem Wasser zugeführt wird; und um so mehr, da es ungleich mehr Zeit braucht, um Wasser zu verdampfen, als um dasselbe bis zum Siedepunkte zu erhitzen.

Es kann jedoch leicht gezeigt werden, daß in der That 1 Kil. Dampf etwa 6,4 mal so viel Wärme enthält, als 1 Kil. kochendes Wasser, obschon der Dampf wie das Wasser die gleiche Temperatur von 100° zeigt.

Leitet man nämlich, während 1 Kil. Wasser verdampft, allen Dampf in kaltes Wasser, z. B. in 20 Kil. Wasser von 15°, so wird der Dampf darin erkältet und zu Wasser verdichtet, und die ganze Wassermasse (wenn aller Wärmeverlust sorgfältig verhütet wird) auf 45° oder um 30° erwärmt. Mischt man hingegen 1 Kil. siedend heißes Wasser mit 20 Kil. kaltem von 15°, so wird die Temperatur nur auf 19° oder um 4° erhöht.

Die Erklärung ist folgende: Wird das Wasser bis zum Siedepunkt erwärmt, so beginnt der Uebergang in den gasförmigen Zustand. Dieser Zustand steht vom tropfbarflüssigen so weit ab, daß er nur durch einen großen Aufwand von Wärme bewirkt werden kann. Diese Wärme erhöht die Temperatur nicht, sie verändert nur den Aggregatszustand des

Wassers. Deßhalb wurde sie gebundene oder latente Wärme genannt, während man die Wärme, welche dem Wasser zugeführt werden muß, um den Siedepunkt zu erreichen, fühlbare oder sensible Wärme nennt.

Wird Wasser in einem verschlossenen und vorher luftleer gemachten Gefäß erwärmt, so füllt sich sofort der ganze Raum mit Dampf, da nichts die Dampfbildung hindert. Dieser Dampf wird anfangs ganz dünn sein und eine sehr geringe Elasticität haben. Wie die Erwärmung jedoch zunimmt, bildet sich neuer Dampf, dieser drängt den schon vorhandenen zusammen; daher wird beides, Dichtigkeit und Spannung, steigen, und jedem Temperaturgrade wird ein bestimmter Grad von Dichtigkeit und Elasticität entsprechen. Bei 100 ⁰ werden beide genau die des unter dem gewöhnlichen Luftdrucke erzeugten Dampfes sein.

Setzt man nun die Erwärmung weiter fort, so wird der Dampf immer dichter und gespannter. Bei $120\frac{1}{2}{}^{0}$ wird er schon den doppelten, bei 144^{0} den vierfachen Druck ausüben, und beinahe in demselben Verhältniß dichter sein. Diese Steigerung der Dampfkraft scheint keine Grenzen zu haben und der Dampf wird endlich stark genug, das stärkste Gefäß zu zersprengen.

Dabei haben Wasser und Dampf dieselbe erhöhte Temperatur; auch hier hat der Dampf bei jedem Temperaturgrade einen bestimmten Grad von Elasticität und Dichtigkeit; deßhalb nennt man solchen Dampf gesättigt, weil er so viel Wassertheile aufnehmen kann, als seiner Temperatur und Dichtigkeit entsprechen.

Wird nun aber der Hahn des Gefäßes, in dem solcher Dampf von höherm Druck enthalten ist, geöffnet, so wird nicht nur dieser Dampf ausströmen, bis das Gleichgewicht mit dem atmosphärischen Drucke hergestellt ist, sondern auch noch neuer, welcher sich während des Ausströmens bildet. Denn die Temperatur des vorhandenen Wassers muß fallen bis auf 100^{0} C. Daher wird der Theil, um welchen sich die Flüssigkeitswärme vermindert, zur Dampfbildung verwendet, somit eine spontane Dampfentwicklung veranlassen.

So wie ferner eingeschlossener Dampf, wenn er mit Wasser in Berührung ist, immer dichter und elastischer wird, je mehr man ihn erhitzt, so verliert er umgekehrt durch Abkühlung in eben dem Grade an Elasticität und Dichtigkeit, indem sich ein entsprechender Theil des Dampfes wieder zu Wasser kondensirt.[1] Erwärmt man das Wasser im

[1] Diese sich aussondernden Wassertheilchen machen ihn trübe und undurchsichtig wie Nebel; der gesättigte Dampf ist vollkommen durchsichtig.

Gefäß, z. B. von 80° auf 130°, so bildet sich ein Gewichtstheil neuer Dampf, kühlt man die Temperatur wieder auf 80° ab, so verwandelt sich genau derselbe Gewichtstheil Dampf in Wasser. Geht die Abkühlung noch weiter fort, z. B. auf 50°, 20°, 0°, u. s. w., so werden sich mehr und mehr Dampftheile niederschlagen, so daß im innern Raume beinahe ein Vakuum entsteht. Der Dampf bleibt aber immer gesättigt.

Anders verhält es sich, wenn ein bloß Dampf enthaltendes Gefäß noch mehr erhitzt wird. Der Dampf wird dann heißer, ohne daß er mehr Wasser aufnimmt. Seine Dichtigkeit bleibt unverändert und er ist nicht mehr gesättigt. Solcher Dampf, der eine seiner Temperatur nicht entsprechende Dichtigkeit hat, heißt überhitzt. Auch hier steigt mit der Zunahme der Temperatur die Expansivkraft, doch nicht wie bei gesättigtem Dampf, sondern annähernd wie bei allen Gasarten, z. B. der Luft.

Wenn ferner ein mit einem Kolben versehener Cylinder zum Theil mit Dampf gefüllt ist, so wird, wenn der Kolben tiefer hinein gestoßen oder weiter heraus gezogen wird, der Dampf entweder dichter oder dünner. Zugleich aber muß im ersten Falle seine Temperatur steigen und im zweiten sinken, und im ersten also latente Wärme frei, im zweiten freie latent werden.

Die Erfahrung lehrt endlich, daß, wenn Luft mit Dampf sich mischt, die Luft ein gleiches Volum Dampf aufnimmt, von derjenigen Dichtigkeit nämlich, die der Dampf bei der Temperatur der Luft hat, und daß die Elasticität der Luft dadurch um die des Dampfes vermehrt wird.

II.

Spezielle Physik des Dampfes.

1.

Maß der Elasticität des Dampfes.

Die Spannkraft oder Elasticität des Dampfes pflegt man auf drei Arten auszudrücken:

1. in Atmosphären, oder indem man den gewöhnlichen Druck der atmosphärischen Luft als Maßeinheit annimmt;

2. barometrisch oder nach der Höhe einer Quecksilbersäule, die er zu tragen vermag;

3. in Gewichten oder nach dem Druck, den er auf eine gegebene Fläche, z. B. 1 □^{cm} (Centim.) ausübt.

Da der Druck der Atmosphäre variirt, so nimmt man als Maßeinheit den bei 0,76^{m} Barometerstand an.

Dampf von 1 Atmosphärendruck übt auf 1 □^{cm} Fläche einen Druck von 1,0334 Kil. aus.

Um diese Zahl abzuleiten, denke man sich eine cylindrische Röhre (Barometer) von 1 □^{cm} Querschnitt mit Quecksilber bis auf 76^{cm} Höhe gefüllt, so ist der Rauminhalt des Quecksilbers = 76 Kubikcentimeter. Nun wiegt 1 Kub.^{cm} Quecksilber 13,596 Gramme; folglich ist das Gewicht von 76 Kub.^{cm} Quecksilber 76 × 13,596 = 1,0334 Kil. Das ist aber auch der Druck, womit die Quecksilbersäule auf den Boden drückt.

Ist nun der Druck des Dampfes nach dem einen Maß angegeben, so läßt er sich auch nach den andern Maßen bestimmen.

So wird dem Druck von 2,4 Atm. entsprechen:

Eine Quecksilberhöhe von 0,76 × 2,4 = 1,824^{m}
Ein Druck per 1 □^{cm} von 1,0334 × 2,4 = 2,480 Kil.

Statt der Höhe einer Quecksilbersäule wird auch die Höhe einer Wassersäule von gleichem Druck angewendet. Diese Wassersäule für 1 Atm. Druck erhält eine Höhe von 0,76 × 13,596 = 10,334^{m}.

2.

Zusammenhang zwischen Temperatur und Druck des Dampfes.

Versuche[1] über diesen Zusammenhang, besonders mit niedern Temperaturen, wurden gemacht von Watt, Dalton, Ure, Gay-Lüssac, Kämtz, Argberger, Magnus; für höhere Temperaturen von Dulong und Arago (1823), vom Fränklin-Institut (1830) und für niedere und höhere Temperaturen von Regnault.

Formeln zur Berechnung der Temperatur aus der Spannung, unter Benützung einiger Versuchswerthe zur Bestimmung der Konstanten, haben besonders zutreffende abgeleitet Dalton, Tredgold, Roche, Dulong und Arago, Coriolis, Regnault.

Folgende Tabelle gibt einige Werthe zur Vergleichung, nach diesen Formeln berechnet.

[1] Die ersten Versuche, die mit der Hitze wachsende Spannkraft des Dampfes zu messen, machte Dr. Ziegler von Winterthur in seiner Abhandlung de digestore Papini. Basil. 1769. 4. bekannt.

Druck in Atmosphären.	Temperatur nach Celsius.					
	Regnault.	Dalton.	Dulong und Arago.	Fränklininstitut.	Tredgold.	Coriolis.
1	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
2	120,6	122,6	120,8	121,1	121,4	121,2
5	152,2	152,9	153,1	151,4	153,8	153,7
10	180,3	175,8	181,7	178,1	181,9	182,8
15	198,8	189,1	200,5		200,8	200,8

Die Versuche von Regnault gelten als die zuverläßigsten. Es folgt daher dessen vollständige Zusammenstellung am Ende des Buches in Tabelle I.

3.

Temperatur des Dampfes und des ihn erzeugenden Wassers.

Es ist Thatsache, daß eine Flüssigkeit nicht eher sieden kann, als bis der austretende Dampf den auf ihr lastenden Druck zu überwinden vermag oder diesem an Elasticität gleich kommt; daß unter dem gewöhnlichen Luftdruck das Sieden erst bei einer Temperatur von 100 ⁰ eintritt, weil bei dieser erst die Elasticität des Wasserdampfs dem Luftdrucke gleich ist; daß endlich in einem verschlossenen Gefäße, so wie der Dampfdruck und mit demselben die Temperatur des Dampfs steigt, ganz gleichmäßig auch der Siedepunkt des Wassers steigen muß und demnach nicht einmal ein wirkliches Kochen eintreten kann. Man sieht daher als Gesetz an, daß der aus einer siedenden Flüssigkeit sich entbindende Dampf stets und genau dieselbe Temperatur haben muß, welche die Flüssigkeit besitzt, und umgekehrt.

Auch steht damit keineswegs in Widerspruch, daß z. B. reiner Weingeist schon bei 79 ⁰ siedet, denn aus diesem bildet sich Weingeistdampf, dessen Elasticität schon bei 79 ⁰ der der Atmosphäre gleich ist.

Inzwischen kann das obige Gesetz so, wie wir es ausgedrückt, nicht als völlig richtig gelten.

Schon die Beschaffenheit des Gefäßes scheint den Siedepunkt etwas modificiren zu können, denn man fand z. B., daß, während siedendes Wasser in einem metallenen Gefäße genau 100 ⁰ zeigte, solches in einem gläsernen nahe an 102 ⁰ heiß wurde, und die Temperatur auf 100 ⁰ sank, wenn man gepulvertes Glas oder Metall hineinbrachte, [1] obschon

[1] S. Munke in Gehlers Wörterbuch, X. 1012 und Marcet im Pol. J. 84; 313.

der Dampf ohne Zweifel in allen diesen Fällen dieselbe Temperatur und Elasticität hatte. [1]

Weit auffallender aber ergibt sich eine Abweichung bei siedenden Salzauflösungen; solche müssen nämlich, bevor sie sieden, oft weit heißer werden, als reines Wasser. Da nun der entstehende Dampf unmöglich elastischer als die Luft, in die er aufsteigt, sein kann, so nahm man an, daß in diesem Fall sich überhitzter Dampf bilde, obschon man besonders seit den Untersuchungen von Rudberg bestimmt weiß, daß auch siedendes Salzwasser, trotz seiner höheren Temperatur, Dampf von 100° erzeuge; und daß also, sowie dieser Dampf reiner Wasserdampf ist, er auch genau die seiner Druckkraft entsprechende Temperatur behauptet. [2]

Ohne Zweifel besteht auch eine ähnliche Temperaturverschiedenheit, wenn Dampf von höherem Druck erzeugt wird, obschon bis jetzt Beobachtungen darüber zu fehlen scheinen. Bilden wir in einem Gefäße solchen Dampf aus starkem Salzwasser, so wird, wenn der Druck z. B. 3 Atmosphären erlangt hat, der Dampf 134°, das Wasser hingegen 140° oder mehr erzeugen.

Es liegt am Tage, daß dieser Umstand bei Maschinen, die Seewasser verwenden, nicht unbeachtet bleiben darf; denn, so gering auch der Salzgehalt des Meeres ist, so wird das Kesselwasser allmälig doch zu einer gesättigten Salzlösung, deren Siedepunkt wohl um 7° und mehr von dem des süßen Wassers differiren mag. Klar ist jedoch, daß diese abnorme Temperaturerhöhung nie eine plötzliche spontane Dampfbildung veranlassen und dadurch gefährlich werden kann, da nicht einzusehen ist, wie sich der Salzgehalt während des Siedens je vermindern sollte.

Zu bemerken ist ferner, daß der Dampf bei seiner Bildung am Boden eines, zumal tiefen, Kessels eine etwas höhere Spannung haben

[1] Auch soll sich Wasser, wenn es völlig luftleer gemacht worden und mit einer dünnen Fettschichte bedeckt ist, bedeutend über 100° erhitzen lassen, bevor es zu sieden anfängt.

[2] Diese eigenthümlichen Verhältnisse salziger Flüssigkeiten möchten also zu erklären sein. Durch den Salzgehalt wird die freie Entweichung des Dampfes erschwert, weil das Wasser dichter wird und das Salz die Wassertheile zurückzuhalten strebt. Um die Wirkung zu neutralisiren, muß die Flüssigkeit heißer werden. Durch die Erhöhung der Temperatur wird aber die Spannung des Dampfes im Wasser nicht vermehrt, und der Druck auf die im Innern sich bildenden Dampfblasen ist nicht größer, als der des über dem Wasser stehenden Dampfes. Diese Blasen haben also dieselbe Spannung, nur mögen sie die Temperatur der Flüssigkeit annehmen und also aus etwas überhitztem Dampf bestehen.

und die unterste Wasserschicht etwas wärmer sein muß, als der aus der Flüssigkeit entweichende Dampf, weil jener außer dem Dampfdruck noch den der Wassersäule erleidet.

4.

Wärme als Arbeit.

Versuche über den Einfluß, welchen die Wärme bei Reibungen, Stößen und andern mechanischen Vorgängen spielt, haben zu der Annahme geführt, daß sich Wärme in Arbeit und umgekehrt Arbeit in Wärme verwandeln könne. Mayer in Heilbronn hat 1842 gezeigt, daß bei dieser Umwandlung ein konstantes Verhältniß besteht, d. h. daß einer bestimmten Wärmemenge immer und unter allen Verhältnissen dieselbe Arbeitsgröße entspricht. Dieses Verhältniß nennt man das mechanische Aequivalent der Wärme.

Nach Joule, der dasselbe zuerst 1849 durch Versuche bestimmte, nahm man das mechanische Aequivalent ziemlich allgemein zu 424 Kilogramm-Metern an für jede Kalorie Wärme (Wärmemenge, um 1 Kil. Wasser von 0^0 auf 1^0 C. zu erwärmen), d. h. 1 Kalorie Wärme kann 424 Kil.-Meter Arbeit hervorbringen, ebenso 1 Kil.-Meter Arbeit eine Wärmemenge $= \frac{1}{424}$ Kalorien.

Regnault hat in neuester Zeit aus Versuchen über Schallgeschwindigkeit 436,1 und aus solchen über die Kompression von Gasen 435,75 Kil.-M. gefunden. Diese Zahl soll für die Folge zu 435 Kil.-M. angenommen werden. Man nennt diese Zahl auch wohl die Joule'sche Zahl und ihren reciproken Werth, d. h. die Größe $\frac{1}{435}$ das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit.

Wenn nach dem Mayer'schen Gesetz ein Körper Wärme aufnimmt, so bringt diese Wärme folgende Wirkungen hervor:

Erhöhung der Temperatur und

Ueberwindung der Kräfte, welche der Ausdehnung entgegen wirken. Diese Kräfte sind entweder innere (molekulare) oder äußere, welche auf die Oberfläche des Körpers drücken.

Die Wärme, welche die beiden letztern Wirkungen hervorbringt, verwandelt sich daher in Arbeit. Man nannte sie bisher latente Wärme, während diejenige, welche die Temperatur erhöht, fühlbare Wärme heißt. Die latente Wärme wird entweder auf Ueberwindung der innern oder der äußern Kräfte verwendet. Daher unterscheidet man die innere und die äußere latente Wärme und ebenso die ihnen entsprechenden innern und äußern Arbeiten.

Besteht der obenerwähnte Vorgang in der Verdampfung einer Flüssigkeit, so ist daher nöthig:

a) Fühlbare Wärme zur Erhöhung der Temperatur. Man nennt diesen Theil Wärme auch Flüssigkeitswärme.

b) Latente Wärme zur Dampfbildung. Diese nennt man auch Verdampfungswärme. Die innere latente Wärme wird verwendet zur Gestaltung des dampfförmigen Zustandes, die äußere dagegen zur Ueberwindung des Druckes, unter welchem sich der Dampf bildet.

5.

Flüssigkeitswärme des Dampfes.

Eine Kalorie Wärme vermag 1 Kil. Wasser von 0^0 auf 1^0 C. zu erwärmen. Bezeichnet nun q die Flüssigkeitswärme, d. h. die Wärme, welche nöthig ist, um die Temperatur von 1 Kil. Wasser von 0^0 auf t Grade zu bringen, so ist nach Regnault

$$(1) \qquad q = t + 0{,}000\,02\, t^2 + 0{,}000\,0003\, t^3$$

Mithin wächst die Flüssigkeitswärme nicht genau proportional mit der Temperatur, sondern etwas rascher. So ist

Temperatur . .	50	100	150	200^0 C.
Flüssigkeitswärme	50,087	100,5	151,46	203,2 Kal.

Setzt man in Formel (1) für t die Größe t + 1, d. h. erhöht man die Temperatur t um einen Grad, so nimmt der Werth von q zu. Diese Zunahme heißt specifische Wärme. Bezeichnet man sie mit c, so erhält man dafür, wenn der Werth q für t abgezogen wird von jenem für t + 1:

$$(2) \qquad c = 1 + 0{,}000\,04\, t + 0{,}000\,000\,9\, t^2$$

Hiernach wird für $t = 100^0$ die Größe $c = 1{,}013$ und für $t = 0$ der Werth $c = 1$, d. h. es braucht 1 Kalorie Wärme, um 1 Kil. Wasser von 0^0 um 1^0, dagegen 1,013 Kalorien, um 1 Kil. Wasser von 100^0 auf 101^0 zu erwärmen.

Die Dämpfe, wie sie zur Verwendung kommen, haben sehr verschiedene Temperaturen; die mittlere mag zu 125^0 angenommen werden. Setzt man daher $t = 125$ in (2), so erhält man als mittlere spec. Wärme des entsprechenden heißen Wassers $c = 1{,}019$, wofür man häufig 1,02 nimmt.

Es befinde sich in einem Gefäße Wasser vom Gewichte P, der Temperatur t und der specif. Wärme c; es werde in dieses Wasser ein Körper getaucht vom Gewicht P′, der Temperatur t′ und der specif. Wärme c′; beide Körper gleichen ihre Temperaturen sogleich aus. Welches ist der Werth T dieser Ausgleichungs-Temperatur?

Das Wasser hat vor dem Eintauchen eine Wärmemenge $= Pct$, der einzutauchende Körper eine solche $= P'c't'$; beide somit zusammen $= Pct + P'c't'$. Nach der Ausgleichung wird dieser Werth $= PcT + P'c'T$; daher folgt durch Gleichsetzen beider Wärmemengen die gesuchte Temperatur

(3) $$T = \frac{Pct + P'c't'}{Pc + P'c'}$$

Diese Formel stellt die sogenannte Richmann'sche Regel dar.

Es sei, um eine Anwendung zu geben

für kaltes Wasser . . . . $P = 20$ Kil., $t = 10^0$ $c = 1{,}001$

für ein erhitztes Stück Kupfer $P' = 4{,}2$ Kil., $t = 250^0$ $c' = 0{,}095$

so wird die Temperatur nach dem Eintauchen des Kupfers

$$T = \frac{20 \,.\, 1.001 \,.\, 10 + 4{,}2 \,.\, 250 \,.\, 00{,}95}{20 \,.\, 1{,}001 + 4{,}2 \,.\, 0{,}095} = 14{,}69^0$$

Die Temperatur des Wassers hat also um $4{,}69^0$ zugenommen.

6.

Verdampfungswärme.

Bezeichnet λ die gesammte Wärmemenge, welche 1 Kil. Wasser bedarf, um von 0^0 aus in Dampf von der Temperatur t verwandelt zu werden, so ist nach Regnault

(4) $$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\,t$$

In diesem Werthe ist die fühlbare, sowie die innere und äußere latente Wärme inbegriffen. Zieht man die Flüssigkeitswärme ab von der Gesammtwärme, so erhält man die Verdampfungswärme, welche mit r bezeichnet werde, gleich

(5) $$r = 606{,}5 - 0{,}695\,t - 0{,}000\,02\,t^2 - 0{,}000\,0003\,t^3$$

Watt nahm die Gesammtwärme konstant $= 640$ Kalorien, Southern $= 537 + t$ Kalorien an. Die Verdampfungswärme war daher nach Watt $= 640 - t$, nach Southern $= 537$ Kalorien. Allein diese Annahmen, mit denen bis in die letzten Jahrzehnte gerechnet wurde, zeigten sich durch die genauen Versuche von Regnault als unrichtig.

Folgende Zusammenstellung zeigt den Unterschied dieser verschiedenen Annahmen.

Temperatur.	Regnault.		Watt.		Southern.	
	λ	r	λ	r	λ	r
50^0	620,75	571,66	640	590	587	537
100	637,00	537,00	640	540	637	537
200	667,50	464,30	640	440	737	537

Man sieht, daß nach Regnault um so weniger Wärme erfordert wird, um Wasser vom Siedepunkt aus in Dampf überzuführen, je höher der Siedepunkt liegt.

Es ist nun von Wichtigkeit, die Verdampfungswärme r in ihre beiden Theile, die innere und äußere latente Wärme, zerlegen zu können. Allein hiezu ist die Kenntniß einiger weitern Lehren der mechanischen Wärmetheorie nöthig, die nunmehr folgen sollen.

7.

Absolute Nulltemperatur.

Die Wärme besteht in einem Schwingungszustand kleinster Theile. Hören diese Schwingungen auf, so ist auch keine Wärme mehr vorhanden. Der entsprechende Punkt auf der Temperaturskala heißt absoluter Nullpunkt der Temperatur und die Temperaturgrade, von diesem Punkte aus gezählt, absolute Temperatur.

Man kann diesen Nullpunkt auf folgende Weise ermitteln. Ein permanentes Gas habe bei 0^0 C. ein Volumen $= 1$; seine Temperatur nehme um t Grade ab, so wird sein Volumen noch $1 - 0{,}00367\,t$ sein, da 0,00367 der Ausdehnungskoefficient der Gase ist. Die Abkühlung gehe so weit, daß das Volumen verschwindend klein werde, so ist für diesen Fall $1 - 0{,}00367\,t = 0$; daher

$$t = \frac{1}{0{,}00367} = 273^0$$

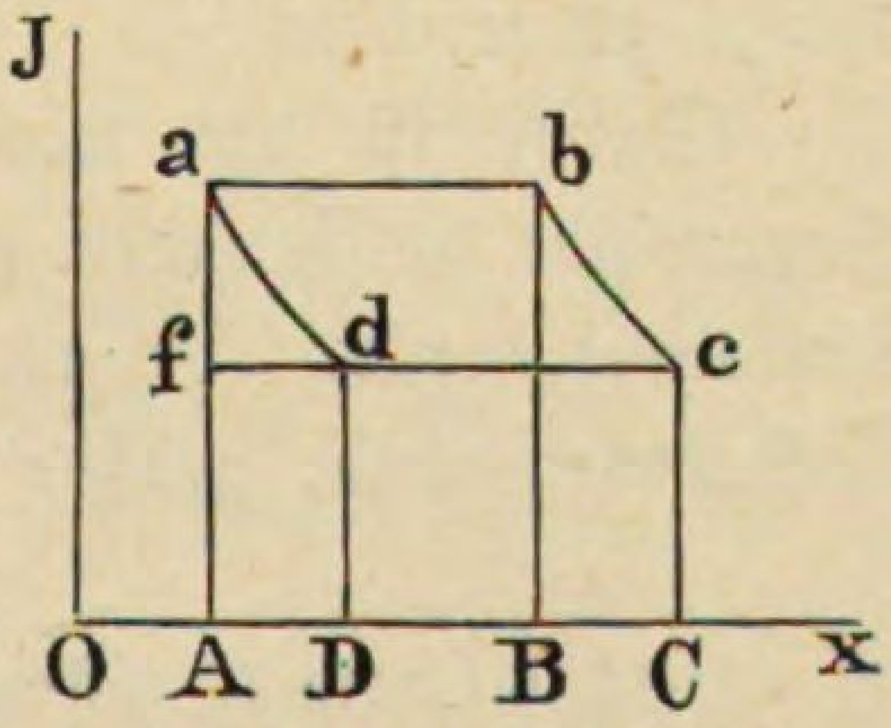
Weiter kann die Abkühlung nicht fortgehen. Daher liegt der absolute Nullpunkt um 273^0 C. unter dem Gefrierpunkt.

8.

Der Carnot'sche Kreislauf.

In einem Dampfcylinder sei Wasser eingeschlossen auf eine Länge OA (Fig. 11), so daß der Raum ganz mit Wasser angefüllt sei von der absoluten Temperatur T und der Kolben eine Pressung Aa erleide. Nun werde dem Wasser Wärme von Außen zugeführt, es bilde sich dabei Dampf, der Kolben weiche aber gleichzeitig so fort, daß die Spannung und Temperatur im Cylinder konstant bleiben längs eines Weges AB. Bei diesem Vorgang wird der Dampf eine Arbeit (Produkt aus Kraft und Weg) verrichten, welche gemessen wird durch das Rechteck ABba.

Fig. 11



Hierauf höre die Wärmemittheilung auf und man lasse den Kolben noch um den Weg BC fortrücken, so wird die Spannung sinken auf den Werth Cc und die Temperatur auf einen Werth T^1. Die durch die Expansion des Dampfes verrichtete Arbeit wird gemessen durch die Fläche BCcb. Der Mischung von Wasser und Dampf werde nun Wärme entzogen, von der gleichen Seite her, von welcher ihr vorher Wärme zugeführt worden; dabei werde der Kolben längs des Weges CD zurückgeschoben, so aber, daß die Temperatur, ebenso die Spannung des Dampfes konstant Cc = Dd bleibe. Dieß wird erreicht, wenn ein Theil des Dampfes kondensirt und der andere zusammengedrückt wird. Die Stelle D sei in folgender Weise gewählt: Es höre in D die Wärmeentziehung auf und es werde nun die Masse im Cylinder durch den Kolben zusammengepreßt. Dabei wird sich Dampf allmälig kondensiren und die frei werdende Wärme wird die Temperatur der Mischung erhöhen. In dem Augenblicke nun, in welchem der Kolben in A ankommt, sei aller Dampf in Wasser von der ursprünglichen Temperatur T verwandelt. Damit ist der Carnot'sche Kreislauf [1] vollendet.

Beim Rückwärtsgang wird längs des Weges CD die Arbeit CDdc und längs des Weges DA die Arbeit DAad auf die Kompression der Mischung verwendet. Mithin wird die Figur abcd die Arbeit darstellen, welche bei diesem Kreislauf gewonnen wird.

Bei der wirklichen Dampfmaschine wird das Wasser nicht im Dampfcylinder, sondern im Kessel verdampft; es wird auch nicht wieder im Cylinder zu Wasser von der ursprünglichen Temperatur verdichtet, sondern der Dampf entweicht in die Atmosphäre oder in den Kondensator. Die Gegendruckfläche ist längs CD dieselbe bei beiden Processen, dagegen längs DA verschieden; diese beträgt bei der wirklichen Maschine nur DAfd, ist also um fad kleiner als beim Carnot'schen Proceß. Allein dafür entstehen folgende Wärmeverluste: Es wird dem Dampf Wärme entzogen längs des ganzen Rücklaufes CA statt nur längs CD; ferner kommt das Wasser nicht mit der Temperatur T in den Kessel, was durchaus nöthig ist, sondern mit einer weit niedrigern und endlich wird Arbeit nöthig, um das Wasser in den Kessel zu treiben.

Daher ist der wirkliche Kreislauf unvollkommen, während der Carnot'sche vollkommen genannt werden kann. Denn es läßt sich kein Kreislauf denken, bei welchem die nützliche Arbeit abcd, bei gegebenem Wärmeaufwand, größer würde als beim Carnot'schen.

[1] Sadi Carnot, réflections sur la puissance motrice du feu, 1824.

9.

Das Carnot'sche Temperaturgefälle.

Die Wärme, welche beim einmaligen Carnot'schen Kreislauf aufgewendet werde, sei $= Q$. Diese Wärme wird nur auf die Verdampfung von Wasser verwendet bei konstanter Temperatur. Bei der Expansion längs eines kleinen Wegtheiles BC (Fig. 11) sinke die Temperatur um die kleine Größe ΔT. Da die Wärmemenge Q eine Funktion von T ist, so wird Q um ΔQ abnehmen, wenn T um ΔT abnimmt, d. h. es wird ΔQ die Wärme sein, welche sich beim Kreislauf in äußere Arbeit umsetzt.

Nun muß das Verhältniß $\Delta Q : Q$ folgende Bedingungen erfüllen: Es muß wachsen mit ΔT, d. h. mit $T - T_1$; es muß $= 1$ werden, wenn $\Delta Q = Q$ wird, wenn also alle Wärme auf die äußere Arbeit übergeht, was zur Folge hat, daß $T_1 = 0$ wird; es muß $= 0$ werden für $\Delta T = 0$ und endlich $=$ unendlich für $T = 0$.

Diesen Bedingungen entsprechen nun eine Menge von Funktionen von T. Die einfachste ist $\frac{\Delta T}{T}$. Carnot hat diese Funktion zu Grunde gelegt und nachgewiesen, daß sie in der That dem wirklichen Vorgange entspricht, ohne den Werth T zu kennen. Seither ist sie durch die Arbeiten von Thomson, Claudius u. A. bestätigt worden. Man hat daher

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta T}{T} \tag{6}$$

woraus folgt

$$\frac{Q - \Delta Q}{Q} = \frac{T - \Delta T}{T}.$$

Allein Q ist die Wärmemenge, welche der Dampfkessel liefert und $Q - \Delta Q$ die Wärme, welche der Kondensator abführt. Diese Differenz werde bezeichnet mit Q_1 und da $T - \Delta T = T_1$, so schreibt sich die letzte Gleichung auch

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{T_1}{T}$$

d. h. die Wärmemenge, welche die vollkommene Dampfmaschine bei der Temperatur T empfängt, verhält sich zur Wärmemenge, welche der Kondensator bei der Temperatur T_1 abführt, wie die Temperaturen T und T_1.

Die Wärme, welche sich beim vollkommenen Kreislauf in Arbeit umsetzt, ist daher

$$(7) \qquad Q - Q_1 = Q \frac{T - T_1}{T},$$

mithin ist beim Carnot'schen Kreislauf die Wärme, welche äußere Arbeit liefert, proportional dem Wärmegewicht Q, dem Temperaturgefälle $T - T_1$ [1] und verkehrt proportional der Anfangstemperatur T.

Dieser Satz gilt für jede Maschine, welche durch die Wärme arbeitet, wenn nur der Stoff, der die Wärme aufnimmt und abgibt, einen vollkommenen Kreislauf macht. Er gilt für eine Dampfmaschine, ob reiner gesättigter Dampf, oder eine Mischung von Dampf und Wasser, oder überhitzter Dampf angewendet werde.

Damit eine kalorische Maschine, wozu auch die Dampfmaschine gehört, möglichst viel von der aufgewendeten Wärme Q nützlich mache, muß das Verhältniß

$$\frac{T - T_1}{T} = 1 - \frac{T_1}{T}$$

sich möglichst der Einheit nähern, d. h. es muß der Bruch $\frac{T_1}{T}$ klein, also sein Zähler klein und sein Nenner groß sein. Wie nun auch die wirklich ausgeführten Maschinen von der Carnot'schen idealen abweichen mögen, so gilt diese Schlußfolgerung doch für alle. Daher soll bei einer Dampfmaschine der Dampf mit einer hohen Temperatur in den Cylinder treten und darin so lange arbeiten, bis seine Temperatur möglichst tief gesunken ist. Dieser Satz gibt weitaus die wichtigste Lehre für den Dampfmaschinenbau, wo es sich um eine möglichst große Ausnützung der Wärme handelt.

Läßt man z. B. Dampf mit 180° (10 Atm.) in den Cylinder gelangen und sich darin ausdehnen, bis seine Temperatur auf 50° C. gesunken ist, so wird

$$T = 180 + 273 = 453; \quad T_1 = 50 + 273 = 323$$

$$\frac{T - T_1}{T} = \frac{453 - 323}{453} = 0{,}288$$

d. h. es verwandeln sich von der aufgewendeten Wärme annähernd 29 Procent in Arbeit.

Tritt dagegen der Dampf z. B. mit 144° (4 Atm.) in den Cylinder und mit 112° aus demselben, so wird

[1] Carnot, pag. 28: „D'après les notions établies jusqu'à présent, on peut comparer avec assez de justesse la puissance motrice de la chaleur à celle d'une chute d'eau. La puissance motrice d'une chute d'eau dépend de sa hauteur et de la quantité du liquide; la puissance motrice de la chaleur dépend aussi de la quantité de calorique employé et de ce que nons appelerons en effet la hauteur de la chute."

$$T = 144 + 273 = 417;\ T_1 = 112 + 273 = 385$$

$$\frac{T - T_1}{T} = \frac{32}{417} = 0{,}077$$

mithin gehen in diesem Falle nur 7,7 Procent in Arbeit über, daher fast 4 mal weniger als in vorigem Fall.

10.

Bestimmung der Dichtigkeit des Dampfes nach bisheriger Weise.

Die direkte Bestimmung der Dichtigkeit des Dampfes ist mit großen Schwierigkeiten verbunden. Man darf sich daher nicht wundern, daß frühere Physiker sie sehr unrichtig angaben. Muſhenbroek und Desaguliers nahmen an, der Dampf von 1 Atmosphäre sei 14000, Moreland 2000, Watt 1728 mal leichter als Wasser von gleichem Volumen. Später wurde angenommen, die Dichtigkeit des Dampfes betrage $^5/_8 = 0{,}625$ von derjenigen der Luft bei gleicher Temperatur und Spannung. Gay-Lussac nahm dieses Verhältniß zu 0,6235 an. Regnault erkannte, daß es nicht für alle Temperaturen denselben Werth habe, jedoch für Temperaturen über 130° C. als konstant angesehen werden könne.

Die Berechnung der Dichtigkeit mit Hülfe dieses Verhältnisses ist folgende:

Es ist das Gewicht von 1 Kub.^{m} Luft bei 0° und unter 1 Atm. Druck = 1,293187 Kil. Wird diese Luft erwärmt auf t^0, so dehnt sie sich unter gleichem Druck aus zum Volumen $1 + 0{,}00367\,t$; daher ist das Gewicht von 1 Kub.^{m} dieser Luft $1{,}293187 : 1 + 0{,}00367\,t$. Wird dieses Gewicht mit dem Verhältniß 0,622 multiplicirt, und sodann der Druck von 1 auf p Atm. übergeführt, so erhält man das Gewicht von 1 Kub.^{m} Dampf

$$(8) \qquad d = \frac{0{,}8044\,p}{1 + 0{,}00367\,t}$$

Hiernach ist das Gewicht von 1 Kub.^{m} gesättigtem Dampf von 140° und entsprechendem Druck 3,576 Atm. (Tabelle I)

$$d = \frac{0{,}8044 \times 3{,}576}{1 + 0{,}00367 \times 140} = 1{,}904 \text{ Kil.}$$

Unter specifischem Volumen des Dampfes versteht man das Volumen von 1 Kil. Dampf. Bezeichnet v das spec. Volumen, so ist

$$(9) \qquad v = \frac{1}{d}$$

d. h. das spec. Volumen und die Dichtigkeit sind reciproke Werthe.

Hiernach ist das spec. Volumen von obigem Dampf von 140°

$$v = \frac{1}{1{,}904} = 0{,}525 \text{ Kub.}^{m}$$

Fairbairn und Tate haben im Jahr 1860 mit Dampf von 58° bis 140° C. direkte Versuche gemacht zur Bestimmung des specifischen Volumens. Nach ihnen kann das specifische Volumen v berechnet werden mittelst der Formel

$$v = 0{,}02562 + \frac{17098}{248{,}67 + p}$$

worin p den Druck des Dampfes per 1 □^{m} in Kil. bezeichnet.

Hiernach ist das specifische Volumen des Dampfes von 140°, da $p = 3{,}576 \times 10334$ Kil.

$$v = 0{,}02562 + \frac{17098}{248{,}67 + 36954{,}4} = 0{,}485 \text{ Kub.}^{m.}$$

Die Werthe, welche diese Formel gibt, sind erheblich kleiner, als die nach der vorigen Methode berechneten. Es gilt aber auch die vorstehende Formel keineswegs als hinlänglich begründet.

11.

Berechnung der Dichtigkeit des Dampfes nach der mechanischen Wärmetheorie.

In Gleichung (6), S. 49 bezeichnet Q die Wärmemenge, welche das Wasser aufnehmen muß, um bei T Graden in Dampf übergeführt zu werden. Ist daher die Wassermenge 1 Kil., so ist Q die Verdampfungswärme, welche in Formel (5), S. 46 mit r bezeichnet wurde, und ΔQ die Wärmemenge, welche die äußere Arbeit a b c d, Fig. 11, S. 47 hervorbringt.

Bei der Verdampfung von 1 Kil. Wasser gehe das Volumen 0,001 über in 0,001 + u, d. h. es nehme das Volumen um u Kub.^{m} zu. Sinkt nun die Temperatur T bei der Expansion um die kleine Größe ΔT, so nehme die Spannung $p = Bb.$, welche der Dampf bei Beginn der Expansion hatte, um $\Delta p = af$ ab. Alsdann kann die Fläche a b c d als ein Parallelogramm angesehen werden, dessen Länge $AB = u$ und dessen Höhe $af = \Delta p$ sind. Diese Fläche ist daher $= u \Delta p$ und die ihr entsprechende Wärmemenge $= \frac{u \Delta p}{E}$, wenn E die Joule'sche Zahl bezeichnet. Setzt man diese Werthe von Q und ΔQ in Formel (6), so erhält man

$$\frac{u \Delta p}{E r} = \frac{\Delta T}{T}$$

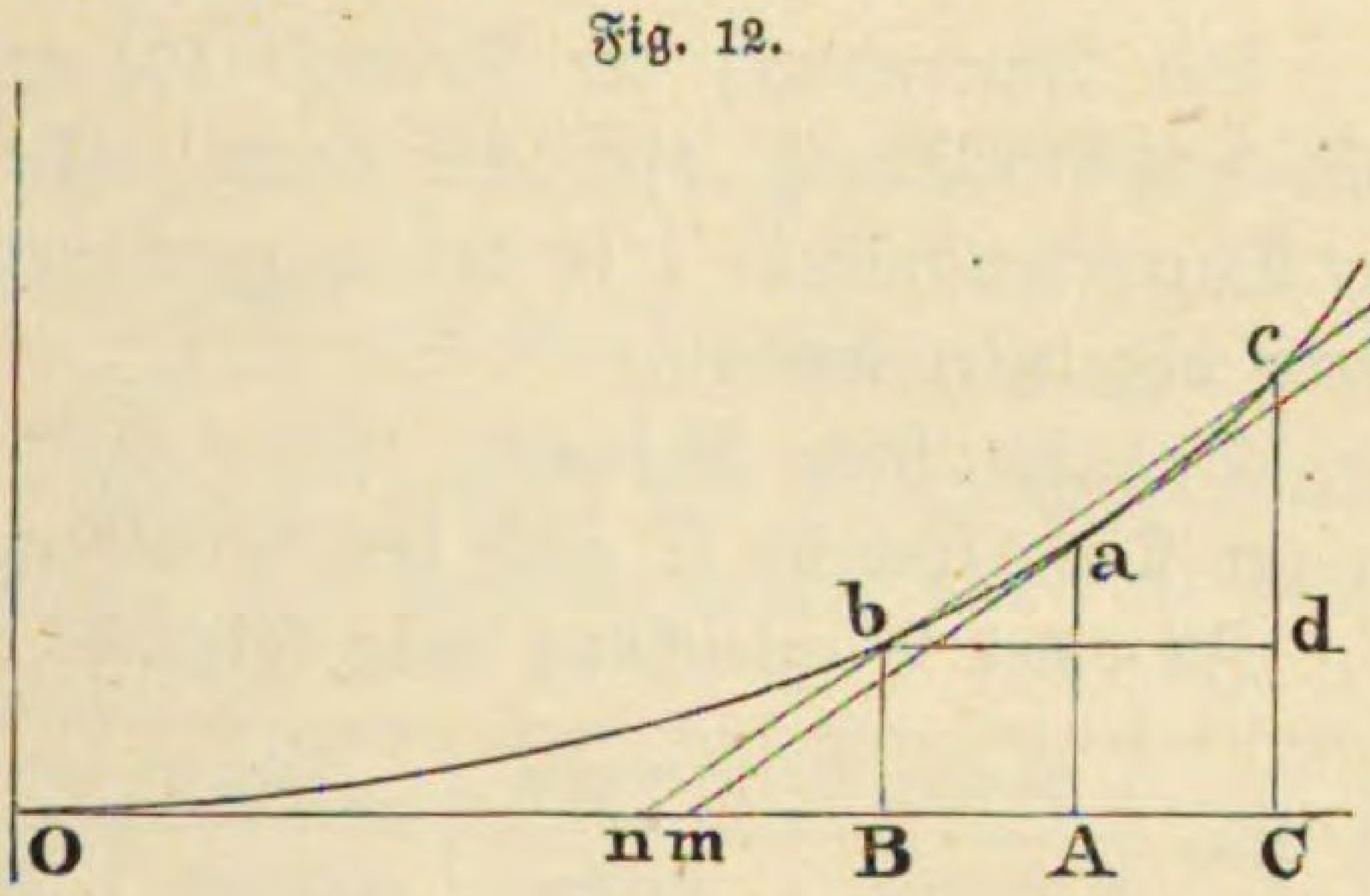
woraus das gesuchte Volumen folgt

$$(10) \qquad u = \frac{E\,r}{T\left(\frac{\varDelta\,p}{\varDelta\,T}\right)}$$

Die Größe 0,001 + u ist das specifische Volumen des Dampfes. Sie wird ausgedrückt in Kubikmetern. Ferner ist E = 435 Kil.-Meter, r die Verdampfungswärme und T die absolute Temperatur des Dampfes.

Um das Verhältniß $\varDelta p : \varDelta T$ zu bestimmen, trage man die Temperaturen, wie sie in der Regnault'schen Tabelle I (am Ende des Buches) enthalten sind, als Abscissen O A = T (Fig. 12) auf und die entsprechenden Spannungen A a = p als Ordinaten und ziehe die Kurve O a c durch die Endpunkte der Ordinaten, lege sodann eine Tangente a m an die Kurve durch den Endpunkt a, so schneidet diese die Abscissenaxe unter einem Winkel a m A = α, für welchen sein wird

Fig. 12.



$$\text{tang. } \alpha = \frac{\varDelta\,p}{\varDelta\,T}$$

Nun sei O B = T − 1 und O C = T + 1. Diesen Temperaturen entsprechen die Spannungen B b und C c. Man lege durch die Kurvenpunkte b und c eine Sekante c b n, so wird diese sehr nahe parallel zur ersten Tangente durch a sein. Könnten die Abstände A B und A C kleiner als 1^0 genommen werden, so würden auch Tangente und Sekante mehr und mehr parallel werden. Allein für die vorliegenden Zwecke genügt es, die in der erwähnten Weise gezogenen Linien als parallel anzunehmen.

Man ziehe nun noch b d parallel zur Abscissenaxe, so wird b d = $\varDelta T = 2^0$ und c d = $\varDelta$ p, d. h. gleich dem Unterschied zweier Spannungsordinaten, welche einer Temperaturdifferenz von 2^0 entsprechen.

Hiernach erhält man z. B. das specifische Volumen für Dampf von 1 Atmosphäre wie folgt. Es ist

T = 100 + 273 = 373 ; r = 536,5 ; E = 435.

Ferner nach Regnault die Spannung für 101^0 = 1,0363 Atm.
„ „ 99^0 = 0,9649 „
mithin für $\varDelta T = 2^0$ die Spannungsdifferenz = 0,0714 „
Somit per 1 $\square^m$ Fläche $\varDelta$ p = 10334 . 0,0714 = 737,848 Kil.

$$u = \frac{435\ .\ 536{,}5}{373 \cdot \frac{737{,}848}{2}} = 1{,}696 \text{ Kub.}^{m}$$

$$u + 0{,}001 \qquad = 1{,}697 \text{ Kub.}^{m}$$

Es ist somit das Volumen von 1 Kil. Dampf von 1 Atm. = 1,697 Kub.^{m} und somit das Gewicht von 1 Kub.^{m} solchen Dampfes nach Formel (9)

$$\frac{1}{1{,}697} = 0{,}589 \text{ Kil.}$$

Bei Anwendung der Formel (10) wird nun vorausgesetzt, daß man das Verhältniß $\Delta p : \Delta T$ kenne; allein es kann dasselbe mit Hülfe der Dampfdrucktabelle I in der angegebenen Weise leicht für jede Spannung abgeleitet werden.

Das specifische Volumen, sowie die entsprechende Dichtigkeit sind in der Dampftabelle II nach den vorstehenden Lehren berechnet.

Zu einer Vergleichung mag folgende Zusammenstellung dienen.

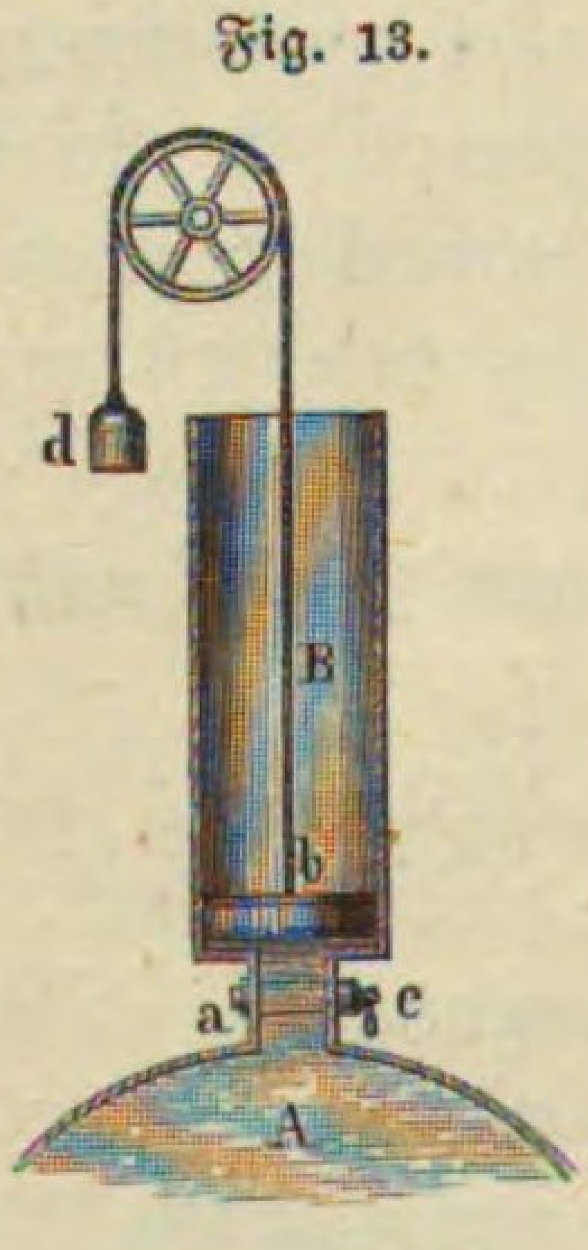
Atm.	Mechan. Wärmetheorie.		Reducirt auf Luft.		Fairbairn und Tate.	
	Dichtigk.	Volum.	Dichtigk.	Volum.	Dichtigk.	Volum.
0,1	0,067	14,959	0,069	14,541	0,075	13,361
1	0,589	1,697	0,588	1,699	0,618	1,616
5	2,675	0,373	2,580	0,387	3,039	0,329
10	5,127	0,196	4,841	0,206	5,246	0,191

12.

Aeußere und innere latente Wärme.

Bildet sich Dampf unter konstantem Druck und kennt man das Volumen, zu dem sich ein Liter Wasser unter diesem Druck ausdehnt, so läßt sich die äußere latente Wärme wie folgt berechnen.

Fig. 13.



In dem Gefäß A (Fig. 13) werde Dampf erzeugt, der durch die Röhre a unter den Kolben b in dem oben offenen Cylinder B treten kann. Denkt man sich das Gewicht und die Reibung, sowie den Luftdruck von oben auf den Kolben durch ein Gegengewicht d ins Gleichgewicht gesetzt, so wird nur der Dampfdruck von Innen, nachdem der Hahnen e geöffnet worden, auf den Kolben wirken.

Nun gehe 1 Liter Wasser über in v Kubikmeter Dampf, so ist die Zunahme des Volumens

$= v - 0{,}001$ Kubik^m. Diese Größe wurde bisher mit u bezeichnet. Ferner sei der Druck, welchen der Dampf bei seiner Entstehung zu überwinden hat, per 1 □^{m} Fläche = p Kil. Denkt man sich nun, es schiebe der Dampf, indem er aus dem Volumen 0,001 in den Raum u übergeht, einen Kolben von 1 □^{m} Querschnitt fort mit dem Drucke p, so wird der durchlaufene Weg = u, also die verrichtete Arbeit = p u sein. Dividirt man diese Arbeit mit der Joule'schen Zahl E = 435, so ist die gesuchte äußere latente Wärme, die mit a bezeichnet werde:

$$(11) \qquad a = \frac{p\,u}{E}$$

Für Dampf von 100⁰ ist z. B. u = 1,696; p = 10334; folglich

$$a = \frac{10334 \,.\, 1{,}696}{435} = 40{,}27 \text{ Kalor.}$$

Die innere latente Wärme, welche mit ϱ bezeichnet werden soll, wird nun dadurch erhalten, daß man die äußere a von der ganzen Dampfwärme r abzieht. Daher ist

$$(12) \qquad \varrho = r - a$$

Für 1 Kil. Dampf von 1 Atm. Druck ist daher

$$\varrho = 536{,}5 - 40{,}27 = 496{,}23 \text{ Kalorien.}$$

Das Verhältniß zwischen der äußern und innern latenten Wärme kann durch folgendes graphische Verfahren erhalten werden.

Man multiplicire die Gleichungen (10) und (11) mit einander, so kommt

$$\frac{a}{r} = \frac{p}{T} \cdot \frac{\Delta T}{\Delta p}$$

Da nun nach Fig. 12, S. 53 $A a = p$, $O A = T$, $\frac{\Delta T}{\Delta p} = \frac{A m}{A a}$, so wird

$$\frac{a}{r} = \frac{A a}{A O} \cdot \frac{A m}{A a} = \frac{A m}{A O}$$

da ferner $r = a + \varrho$, so erhält man auch

$$\frac{a}{\varrho} = \frac{A m}{O m}$$

d. h. die Tangente durch den Punkt a der Temperaturkurve, dessen Koordinaten T und p sind, theilt die Abscisse T in zwei Theile, welche sich verhalten wie die äußere und innere latente Wärme.

Es können mittelst dieses Satzes die Werthe von a und ϱ durch Konstruktion der Temperaturkurve abgeleitet werden.

Die Werthe von ϱ, welche nach Formel (12) berechnet werden, wachsen sehr nahe proportional mit der Temperatur t. Man kann daher

annehmen, es gebe für ϱ einen Ausdruck von der Form $\varrho = b + c\,t$, worin b und c zwei Konstante bezeichnen, welche mittelst zweier zusammen gehörender Werthe von ϱ und t berechnet werden können.

Man hat z. B. $\varrho = 496{,}23$ für Dampf von 100^0 und $\varrho = 432{,}9$ für $t = 180^0$; daher wird

$$496{,}23 = b + c\,.\,100;\ 432{,}9 = b + c\,.\,180$$

woraus folgt

$$\varrho = 575{,}3 - 0{,}791\,t \tag{13}$$

Die Differenz $\lambda - a$ zwischen der Gesammtwärme und der äußern latenten Wärme heißt auch Dampfwärme. Diese ist daher

$$\lambda - a = q + \varrho$$

Mit Hülfe der Regnault'schen Tabelle I und der vorstehenden Lehren erhält man die Tabelle II über den Wasserdampf, welche am Schlusse des Buches unmittelbar auf Tab. I folgt.

13.

Wassergehalt des Dampfes und seine Berechnungsweise.

Reiner Dampf, wie dicht er auch sein mag, erscheint ganz durchsichtig und trocken. Mit der Erkältung verliert ein Theil desselben die Dampfform und wird zu Wasser. Da dieses Wasser in unzähligen kleinen Theilen aufgelöst ist und im Dampfe zum Theil schwebend erhalten wird, so erscheint dieser trübe und feucht.

Nasser Dampf entsteht auch, wenn der aus siedendem Wasser aufsteigende Dampf mehr oder weniger Wassertheile mit sich fortreißen kann. Die Menge Wasser, die auf diese Weise mit dem Dampfe sich bindet und in den Dampfcylinder übergeht, wird von mancherlei Umständen, wesentlich aber von der Dampfkesselform abhängen. Diese Menge wird um so unbedeutender sein, je ruhiger die Flüssigkeit siedet, je größer die Wasseroberfläche im Kessel ist, aus welcher der Dampf hervortritt, je größer und höher der Dampfraum im Kessel, je länger der Dampf darin verweilt u. s. w., ungleich größer aber bei entgegengesetzten Verhältnissen, und sehr bedeutend namentlich bei Lokomotivkesseln.

In der That glaubt Pambour aus vielen Versuchen schließen zu dürfen, daß bei solchen Kesseln das mechanisch mit dem Dampf fortgerissene und in den Cylinder übergehende Wasser meist an 30 und nicht selten nahe an 40% betrage; und so wenig man auch diese Resultate für nachgewiesen anerkennen mag, so scheint durch spätere Versuche von Andern doch außer Zweifel, daß in manchen Fällen dem Dampfe $^1/_{10}$ bis $^1/_5$ und $^1/_3$ seines Gewichtes an Wasser beigemengt ist.

Dieser Wassergehalt muß nun aber bei Berechnungen über die

Menge des Speisewassers, über die Verdampfung, über den Kohlenverbrauch, über die Arbeit, welche der Dampf leistet 2c., in Betracht kommen. Derselbe kann wie folgt ermittelt werden.

Die Dampfleitung hat ihren Anfang gewöhnlich im Dampfdome des Kessels; unmittelbar neben der Einmündung in diese Leitung bringe man eine zweite engere Leitung so an, daß beide Leitungen Dampf von derselben Mischung erhalten.

Die Hauptleitung führe zur Maschine, die Nebenleitung in einen Behälter, der mit kaltem Wasser gefüllt sei. Während des Betriebes der Maschine öffne man nun auch die Nebenleitung, blase sie vorerst seitwärts aus und leite sodann den Dampf auf kurze Zeit in das kalte Wasser, um ihn da vollständig zu kondensiren. Nachdem sich die Temperatur des kalten Wassers um eine mäßige Anzahl Grade gesteigert hat, schließe man die Leitung.

Nun seien bei diesem Versuche: P das Gewicht des kalten Wassers im Behälter vor der Mischung, t dessen Temperatur, p das Gewicht von Dampf und Wasser, das aus dem Kessel in den Behälter gelangt, T die Temperatur dieser Mischung, welche sich aus der Dampfspannung ergibt, m das in 1 Kil. nassen Dampfes enthaltene Gewicht an trockenem Dampf, somit mp das in p enthaltene Gewicht an Dampf und $(1-m)p$ das in p enthaltene Gewicht an heißem Wasser; ferner t_1 die Temperatur des Wassers im Behälter nach der Kondensation des Dampfes und endlich c, c_1 die mittlere specifische Wärme der Flüssigkeiten im Behälter und in der Dampfleitung.

Wenn nun während der Kondensation keine Wärme verloren geht, so müssen die Wärmemengen beider Theile vor der Mischung zusammen gleich sein der Wärmemenge nach der Kondensation.

Nun ist vor der Kondensation die Wärme des Wassers im Behälter $= P c t$, die des Dampfes $= \lambda m p$, die des mit dem Dampfe fortgerissenen Wassers $= c_1 T p (1-m)$.

Ferner ist nach der Kondensation die im Wassergewicht $P + p$ enthaltene Wärmemenge $= c (P + p) t_1$. Durch Gleichsetzen folgt daher

$$(14) \quad c (P + p) t_1 = P c t + \lambda m p + c_1 T p (1-m)$$

woraus zur Bestimmung des Antheils m an trockenem Dampf sich ergibt

$$m = \frac{c [(P + p) t_1 - P t] - c_1 p T}{(\lambda - c_1 T) p}$$

Es seie, um ein Beispiel zu machen

$P = 500$ Kil., $t = 10^0$, $c = 1{,}005$, $\lambda = 653$ Kal.

$p = 10$ „ $t_1 = 20^0$, $c_1 = 1{,}02$, $T = 152^0$;

so wird

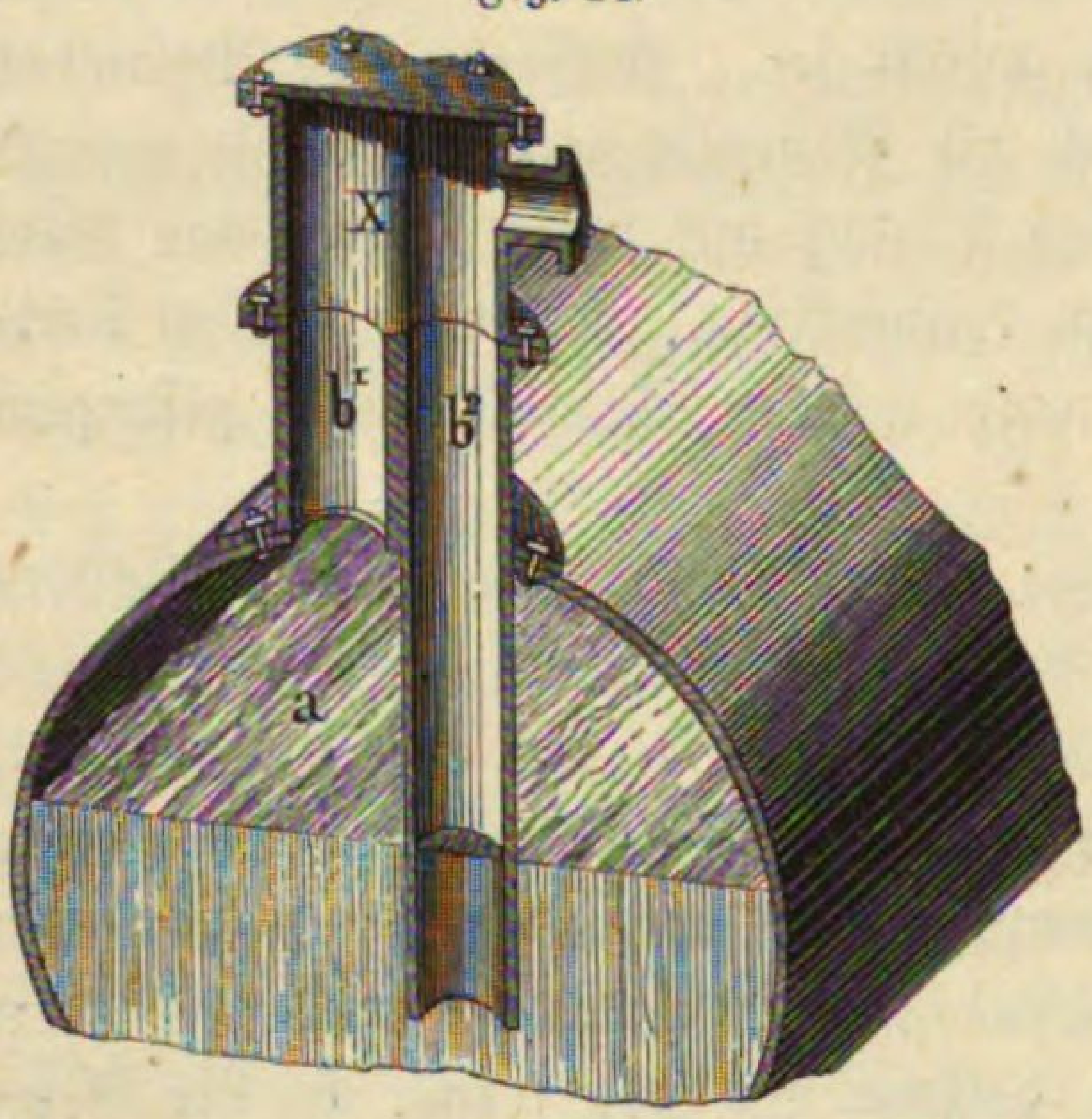
$$m = 0{,}738$$

d. h. es enthält ein Kilogramm der Masse, welche aus dem Kessel kommt, 0,738 Kil. Dampf und 0,262 Kil. Wasser.

Um das mechanisch fortgerissene Wasser zum Theil zurückzuhalten, sind verschiedene Vorrichtungen vorgeschlagen worden.

Eine dieser Vorrichtungen stellt Fig. 14 dar. Ueber dem Kessel a befindet sich ein kleiner Dom X mit zwei Röhren b^1 und b^2, von denen die erstere bis an die Kesseldecke reicht, während die letztere erst unter dem tiefsten Wasserspiegel im Kessel ausmündet. Der Dampf strömt durch das Rohr b^1 in den erweiterten Raum X, nimmt hier eine kleinere Geschwindigkeit an und gestattet somit den schwereren Wassertheilen, durch das Rohr b^2, in welchem nur eine sehr geringe Dampfströmung stattfindet, zurückzufallen.

Fig. 14.



Die zweckmäßigste Vorrichtung ist ohne Zweifel ein großer Dampfraum oder Dampfsammler, in welchem sich das Wasser niederschlagen kann.

14.

Spontane Dampfentwicklung.

Da das Wasser unter einem gegebenen Luft- oder Dampfdruck nur bis zu einem bestimmten Temperaturgrade erwärmt werden kann, so muß sich aus Wasser, das diese Maximaltemperatur erreicht, Wärme ausscheiden, so wie jener Druck vermindert wird, und dieser Austritt von Wärme die Entstehung von Dampf, an sich oder ohne daß das Wasser Wärme von außen erhält, veranlassen.

Eine solche *spontane* Dampfentwickelung findet statt, wenn warmes Wasser unter den Recipienten einer Luftpumpe gebracht und die Luft verdünnt wird. Denn da z. B. Dampf von 60° eine Spannung von 0,2 Atmosphären hat, so wird, wenn heißeres Wasser unter einem Recipienten steht und die Luft bis unter 0,2 Atm. Druck verdünnt wird, sofort eine ungehinderte Dampfentbindung eintreten oder das Wasser zu sieden anfangen; und dieses Sieden muß so lange dauern, bis die Temperatur des Wassers die dem Drucke der Luft und des Dampfes angemessene ist.

Unter spontaner Dampfentwicklung versteht man aber gewöhnlich diejenige, welche stattfindet, wenn Wasser in einem Dampfkessel unter einem höhern Druck steht und das Sicherheitsventil oder irgend eine andere Vorrichtung geöffnet wird. Hier wird die Dampfbildung so lange vor sich gehen, bis die Temperatur des Kesselwassers auf 100^0 gesunken ist.

In diesem Falle läßt sich die Dampfmenge, welche sich bildet, wie folgt bestimmen.

Es sei bei Beginn der Dampfbildung 1 Kil. Wasser vorhanden mit einer Flüssigkeitswärme $= q$. Die Verdampfung findet unter dem konstanten Luftdruck statt und liefere m Kil. Dampf mit einer Verdampfungswärme r und einer Flüssigkeitswärme q_1, so werden r und q_1, einer Temperatur von 100^0 entsprechen. Da die Wärmemenge nach dem Vorgang $q_1 + m r = q$ ist, so hat man

$$(15) \qquad m = \frac{q - q_1}{r}$$

Es sei z. B. in einem Dampfkessel Wasser von 5 Atm. Spannung enthalten; man öffne die Dampfleitung. Wie viel Dampf wird in die Luft abfließen? Hier ist nach der Tabelle II:

Temperaturen . . .	$152,2^0$	100^0
Flüssigkeitswärme . .	153,7	100,5
Verdampfungswärme .	—	536,5

daher Dampfmenge per 1 Kil. $\frac{153,7 - 100,5}{536,5} = 0,099$ Kil.

und Dampfmenge per 2000 Kil. $0,099 . 2000 = 198,2$ „

Mithin hängt die Menge des auf diese Weise sich erzeugenden Dampfes von der Menge des Kesselwassers und dessen Temperatur über 100^0 ab, und sie wird um so kleiner sein, je weniger Wasser der Kessel enthält und je weniger heiß dieses ist. Hochdruckkessel liefern daher verhältnißmäßig viel, Niederdruckkessel wenig solchen Dampf.

Wird die Leitung oder die Klappe geöffnet, so tritt das Sieden plötzlich ein und es muß, zumal wenn die Klappe groß ist, ein tumultuarisches Aufwallen entstehen, wodurch viel Wasser durch den Dampf mitgerissen wird.

Das Springen eines Kessels wird die Bildung einer großen Dampfmasse zur Folge haben, da nun plötzlich alles Wasser einem stark verminderten Druck ausgesetzt ist. Auch werden Explosionen oft besonders dadurch verheerend. Allein das Springen des Kessels muß offenbar dieser spontan sich erzeugenden Dampfmasse vorangegangen, und diese die Wirkung und nicht die Ursache der Explosion sein.

Aus den Gesetzen der spontanen Dampfbildung ergibt sich ferner,

welchen hochwichtigen Einfluß die Hitze des Kesselwassers auf die Erhaltung der Spannkraft des Kesseldampfes ausüben muß, obschon wir uns vorbehalten, diesen erst später näher zu betrachten.

Hingegen wollen wir schließlich noch auf einen Vorgang aufmerksam machen, der bei der Abkühlung eines Kessels vorkommen kann. Gesetzt, die Kesselfläche über dem Dampfraum sei nicht bedeckt, während die des Wasserraums vor Abkühlung geschützt sei, so wird dem Dampf durch Abkühlung Wärme entzogen; es muß sich daher ein Theil davon kondensiren. Allein dadurch wird seine Spannung kleiner; daher wird aus dem Wasser, das nunmehr heißer ist als der Dampf, neuer Dampf aufsteigen, um sowohl den Druck wie die Temperatur im Wasser- und Dampfraum auszugleichen.

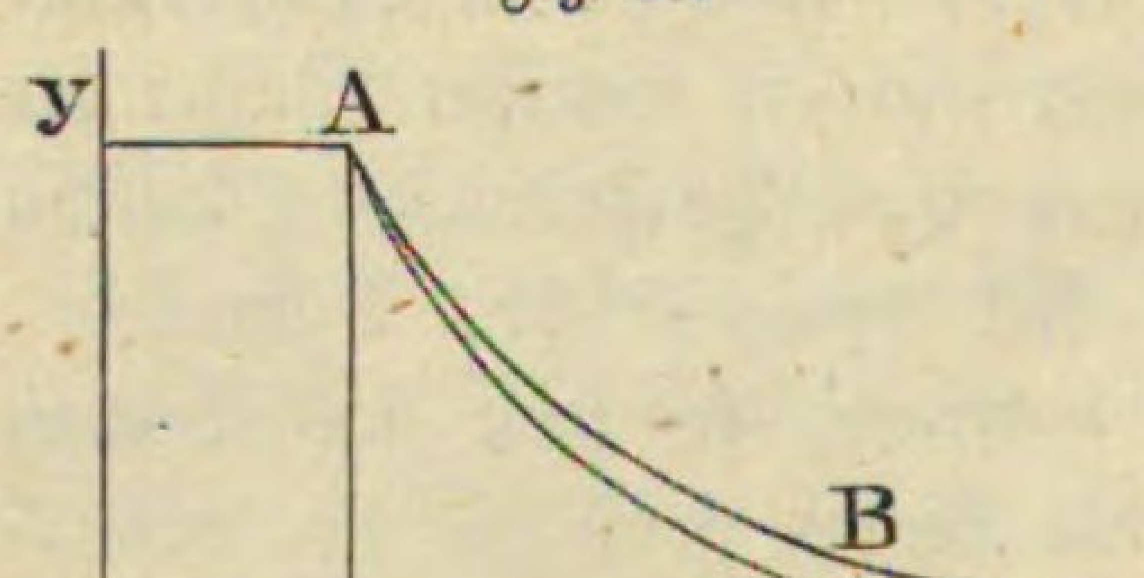
15.

Druckabnahme bei der Expansion des Dampfes.

In den Cylinder einer Dampfmaschine fließe reiner Dampf vom Drucke P. Nun sperre man den Zufluß ab und lasse den Dampf sich ausdehnen, indem er den Kolben in der Weise fortschiebt, daß der Dampfdruck in jedem Augenblick gleich ist dem Druck, womit der Kolben Widerstand leistet. Dabei werde vorausgesetzt, daß dem Dampf während der Expansion weder Wärme zugeführt noch durch Abkühlung von Außen her entzogen werde.

Bei der Ausdehnung gehe das ursprüngliche Volumen V über in v und es sinke gleichzeitig die Spannung P auf p. Es soll der Zusammenhang zwischen diesen Größen angegeben werden.

Fig. 15.



Stellt man die Werthe V und v (Fig. 15) als Abscissen OV, Ov und die entsprechenden Spannungen P = AV und p = Bv als Ordinaten dar und verbindet die Endpunkte der Ordinaten, so entsteht eine Kurve AB, welche das Gesetz der Druckabnahme zur Anschauung bringt und deßhalb Druckkurve heißt.

a. Die gleichseitige Hyperbel als Druckkurve. Würden im Dampf während der Expansion keine Wärmeänderungen vorgehen, so müßten Druck und Dichtigkeit des Dampfes abnehmen, wie das Volumen zunimmt. Daher müßte nach dem Mariotte'schen Gesetze sein

$$\frac{v}{V} = \frac{P}{p} \qquad (16)$$

Die Kurve wäre eine gleichseitige Hyperbel, deren Aeste sich mehr und mehr den Axen O x, O y nähern und mit ihnen für unendlich große Werthe von V oder P zusammenfallen.

Würde hiernach der Druck P sinken von 1 auf $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{4}$, . . .
so würde das Volumen V steigen von 1 auf 2, 3, 4, . . .

b. Die adiabatische Kurve als Druckkurve. Allein der Dampf verrichtet während der Expansion Arbeit. Zu dieser Arbeit wird ein entsprechender Theil Wärme, der im Dampf enthalten ist, verwendet. Während der Expansion nimmt daher die Wärmemenge im Dampfe ab; es muß sich mithin ein Theil Dampf kondensiren. Der übrige Dampf wird bei gleicher Spannung ein Volumen haben, das kleiner ist als wenn keine Wärmeabnahme stattgefunden hätte.

Wegen der Kondensation, welche im Cylinder eintritt, wird daher die Dampfspannung rascher abnehmen als nach der Hyperbel A B, also nach einer Kurve A b, deren Ordinaten für gleiche Abscissen kleiner sind als die der Hyperbel. Diese Kurve heißt die adiabatische Kurve. Sie ist daher die wirkliche Druckkurve.

Der Vorgang der Kondensation kann in folgender Weise annähernd erklärt werden.

Es dehne sich in der oben angegebenen Weise 1 Kil. reiner Dampf von 5 auf 1 Atmosphären aus. Sein anfängliches Volumen ist daher, gemäß der Dampftabelle II, gleich 0,373 Kub^{m}. Würde nun bei der Expansion das Mariotte'sche Gesetz befolgt, so müßte der Dampf nach der Expansion ein 5mal größeres Volumen haben; es wäre dasselbe daher 5 . 0,373 = 1,865 Kub.^{m} Allein nach der Dampftabelle II ist das specifische Volumen für Dampf von 1 Atm. = 1,697 Kub^{m}. Der Grund, warum dieses kleiner ist als jenes, kann nur in einer Wärmeabnahme liegen, welche zur Folge hat, daß sich der Theil Dampf, welcher dem Unterschied 1,865 — 1,697 = 0,168 entspricht, kondensiren wird. Es bildet sich daher die Wassermenge

$$\frac{0,168}{1,865} = 0,09 \text{ Kil.}$$

und es bleibt noch als Dampf übrig 0,91 Kil.

Das Volumen, welches diese Dampfmenge einnimmt, ist 0,91 . 1,697 = 1,5443 Kub.^{m} Mithin erfolgt eine Ausdehnung von 0,373 auf 1,5443; das Expansionsverhältniß ist daher

$$\frac{1,5443}{0,373} = 4,140$$

Ohne Wärmeänderung wäre dieses Verhältniß = 5 und ohne Kondensation von einem Theile Dampf

$$\frac{1{,}697}{0{,}373} = 4{,}549.$$

Die Resultate dieses Verfahrens treffen sehr nahe zusammen mit denen des genauen, das unten folgen wird.

Darnach können nun Punkte der adiabatischen Kurve leicht konstruirt werden.

Sinkt der Druck $AV = 5$ Atm. auf $bv = 1$ Atm., so nimmt der Dampf, nach obigem Beispiel, einen 4,140mal größern Raum ein als bei Beginn der Expansion. Ist daher OV das Anfangsvolumen, so muß das Volumen am Ende sein $Ov = 4{,}140 \,.\, OV$.

Für die Abscisse Ov ist Bv die Ordinate der Hyperbel; daher ist diese für eine 4,14fache Ausdehnung

$$Bv = \frac{5}{4{,}14} = 1{,}2077 \text{ Atm.}$$

mithin ist an dieser Stelle die Ordinate der Hyperbel um $1{,}2077 - 1 = 0{,}2077$ Atm. größer als die der adiabatischen Kurve.

Für jeden andern Expansionsgrad können in gleicher Weise Punkte der Kurve konstruirt werden.

Die Gleichung (16), welche das Mariotte'sche Gesetz darstellt, kann nun auch benützt werden, um die adiabatische Kurve wiederzugeben. Man hat nur zu bewirken, daß das Verhältniß $\frac{v}{V}$ sich ebenso rasch ändert wie $\frac{P}{p}$. Man erreicht dieß, indem man nach Poisson schreibt

$$(17) \qquad \frac{P}{p} = \left(\frac{v}{V}\right)^x$$

wo x einen Exponenten bezeichnet, der größer als 1 ist. Dieser Exponent wird für Dampf, der bei Beginn der Expansion kein Wasser enthält, eine konstante Größe sein, welche Anfangsspannung der Dampf habe und welche Expansion man ihm gebe. Er wird sich jedoch ändern, wenn der Dampf im Anfangszustand Wasser mitführt.

Expandirt feuchter Dampf im Cylinder einer Dampfmaschine, indem er Arbeit verrichtet, so sinkt die Temperatur der Mischung. Dadurch gehen sowohl am Dampf wie am Wasser Aenderungen vor.

Man denke sich nämlich zunächst beide Theile gesondert, so wird ein Theil der Wärme, welche im Dampf enthalten ist, auf äußere Arbeit verwendet; also wird sich ein Theil Dampf kondensiren. Die Wassermasse kühlt sich während der Ausdehnung ab, also wird ein Theil ihrer Flüssigkeitswärme dazu verwendet, um Dampf zu bilden. Dieser Dampf nimmt Antheil an der äußern Arbeit; es wird sich daher auch wieder ein kleiner Theil davon als Wasser niederschlagen.

Die ursprüngliche Dampfmenge vermindert sich; die ursprüngliche Wassermenge liefert Dampf. Daher kann am Ende der Expansion ebensoviel, mehr oder weniger Dampf vorhanden sein als am Anfang.

Nehmen wir an, der Dampf habe Anfangs 5, am Ende 1 Atm. Spannung und die Mischung sei bei Beginn der Expansion aus 0,7 Kil. Dampf und 0,3 Kil. Wasser zusammengesetzt.

Von 1 Kil. reinem Dampf bleiben am Ende der Expansion noch übrig 0,91 Kil. (S. 61), also von 0,7 Kil. noch 0,7 . 0,91 = 0,637 Dampf.

Um die Dampfmenge, welche sich aus dem Wasser entwickelt, annähernd zu bestimmen, berücksichtige man, daß die Dampfbildung nicht unter einem konstanten Druck vor sich geht, sondern daß dieser Druck stetig von 5 auf 1 Atm. sinkt. Die Wärme, welche das Wasser anfangs enthielt, geht dabei in drei Theilen auseinander: der eine Theil ist im Reste Wasser geblieben, der andere in den neu gebildeten Dampf übergegangen und der dritte zu äußerer Arbeit verwendet worden. Vernachlässigt man den dritten Theil als klein, so kann zur Bestimmung der Dampfmenge die Formel (15) verwendet werden. Aus 0,3 Kil. Wasser entstehen daher

$$0{,}3 \, \frac{153{,}7 - 100{,}5}{536{,}5} = 0{,}0297 \text{ Kil.}$$

Daher ist die Dampfmenge am Ende der Expansion annähernd

$$0{,}637 + 0{,}0297 = 0{,}6667 \text{ Kil.}$$

während sie anfangs 0,7 Kil. war. Es beträgt daher die Abnahme nur 0,0333 Kil.

Daher liegt auch die adiabatische Kurve A b näher der Hyperbel AB als bei reinem Dampf. Daher wird auch der Exponent x der Formel (17) für feuchten Dampf näher der Einheit liegen als bei trockenem Dampf, d. h. es wird die Abweichung der Formel (17) von (16) kleiner sein.

Es werde nunmehr die Mischung, wie sie nach dem letzten Beispiel am Ende der Expansion vorhanden ist, zusammengedrückt auf 5 Atm, so daß während des Vorganges der äußere Druck im Gleichgewicht steht mit dem innern, so wird auch der ursprüngliche Zustand wieder hergestellt. Denn es geht die auf die Zusammendrückung verwendete Arbeit, in Form von Wärme, in die Mischung über; es wird also die Wärme genau wieder ersetzt, welche er bei der Expansion verloren hat. Expansion und Kompression bilden in diesem Falle einen vollständigen Kreisproceß.

16.

Aenderung der Dampfmenge bei der Expansion und Kompression nach der Formel von Clausius.

Die vorstehende Berechnungsweise liefert nur angenäherte Resultate. Den genauen Zusammenhang zwischen der Dampfmenge am Anfang und Ende der Expansion gibt folgende Formel von Clausius

$$\frac{m_1 r_1}{T_1} = \frac{m r}{T} + c \operatorname{logn} \left(\frac{T}{T_1}\right)$$

in welcher bezeichnet: T die absolute Temperatur des Dampfes, r seine Verdampfungswärme und m die in 1 Kil. der Mischung enthaltene Dampfmenge für den Anfangszustand; ferner T_1, r_1 und m_1 dasselbe am Ende der Expansion und endlich c die mittlere specifische Wärme (S. 45) der Mischung, also annähernd $c = 1{,}02$.[1]

[1] Diese Formel kann wie folgt abgeleitet werden.

Die im Dampfe in irgend einem Augenblick enthaltene Wärmemenge ist $= q + m\,\rho$. Geht die Expansion fort, so daß die Temperatur T um ihr Differential d T sinkt, so ändert sich q um d q, m ρ um d (m ρ) und es wird eine kleine äußere Arbeit verrichtet.

Nun ist die äußere Arbeit nach Formel (11) dargestellt durch $\frac{p u}{E}$ für 1 Kil. Dampf, somit für m Kil. Dampf durch $\frac{p m u}{E}$, wo m u das Volumen des Dampfes bei der Temperatur T bezeichnet. Sinkt also T um d T, so dehnt sich das Volumen m u aus um d (m u). Dabei kann angenommen werden, es bleibe während der unendlich kleinen Aenderung der Druck p konstant; daher ist der Ausdruck für die unendlich kleine äußere Arbeit $\frac{p}{E}$ d (m u).

Während der Expansion bleibt die Summe aus der im Dampf vorhandenen und in Arbeit übergegangenen Wärme konstant; daher muß das Differential dieser Summe = 0 sein. Man hat daher

$$\text{(a)} \qquad d\,q + d\,(m\,\rho) + \frac{p}{E}\,d\,(m\,u) = 0$$

Nun ist aber nach Formel (12)

$$\rho = r - \frac{p\,u}{E}$$

Setzt man diesen Werth in (a), so kommt

$$\text{(b)} \qquad d\,q + d\,(m\,r) - \frac{1}{E}\,d\,(m\,p\,u) + \frac{p}{E}\,d\,(m\,u) = 0$$

Allein es ist

$$d\,(p\,m\,u) = p\,d\,(m\,u) + m\,u\,d\,p$$

Somit geht Gleichung (b) über in

$$\text{(c)} \qquad d\,q + d\,(m\,r) - \frac{m\,u}{E}\,d\,p = 0$$

Von $\frac{T}{T_1}$ ist der natürliche Logarithmus zu nehmen. Um ihn in gewöhnliche Logarithmen zu verwandeln, multiplicire man ihn mit 2,303. Dadurch erhält das letzte Glied der Formel den Zahlenfaktor $1{,}02 \times 2{,}303 = 3{,}349$. Mithin wird die Clausius'sche Formel für gewöhnliche Logarithmen

$$(18) \qquad \frac{m_1 r_1}{T_1} = \frac{m r}{T} + 2{,}349 \log \left(\frac{T}{T_1}\right)$$

Es soll nun die Aufgabe S. 61 für trockenen Dampf mit dieser Formel gelöst werden.

Allein nach Gleichung (10) ist

$$\frac{u}{E} = \frac{r}{T \frac{d p}{d T}}$$

führt man diesen Werth in Gleichung (c) ein, so erhält man

$$(d) \qquad d q + d (m r) - m r \frac{d T}{T} = 0$$

Nun wächst q sehr nahe proportional mit der Temperatur; man kann daher $q = c T$ setzen, wo c die mittlere specifische Wärme des Wassers bezeichnet. Man hat daher auch $d q = c d T$.

Die Differentiation von $\frac{m r}{T}$ gibt

$$d \left(\frac{m r}{T}\right) = \frac{T d m r - m r d T}{T^2}$$

somit auch, wenn mit T multiplicirt wird

$$T d \left(\frac{m r}{T}\right) = d (m r) - \frac{m r}{T} d T$$

Setzt man diese Werthe in (d), so wird

$$c d T + T d \left(\frac{m r}{T}\right) = 0$$

oder indem man mit T dividirt

$$c \frac{d T}{T} + d \left(\frac{m r}{T}\right) = 0$$

Durch Integration dieser Gleichung erhält man

$$(e) \qquad c \operatorname{logn} T + \frac{m r}{T} = \text{Konst.}$$

Nimmt man die Größen T, m und r für den Anfangszustand und T_1, m_1 und r_1 für den Endzustand, so erhält man für diesen nach (e)

$$c \operatorname{logn} T_1 + \frac{m_1 r_1}{T_1} = \text{Konst.}$$

Durch Subtraktion dieser Gleichung von (e) folgt als gesuchte Gleichung

$$c \operatorname{logn} \left(\frac{T}{T_1}\right) + \frac{m r}{T} - \frac{m_1 r_1}{T_1} = 0.$$

Hier ist $m = 1$ zu setzen. Daher hat man für den Anfangszustand (5 Atm.):

$$T = 152{,}2 + 273 = 425{,}2^0; \; r = 499{,}2$$

und für den Endzustand

$$T_1 = 100 + 273 = 373^0; \quad r_1 = 538{,}6.$$

Setzt man diese Werthe in (18), so folgt

$$m_1 \frac{538{,}6}{373} = \frac{499{,}2}{425{,}2} + 2{,}349 \,.\, \log \frac{425{,}2}{373}$$

$$m_1 = 0{,}9055 \text{ Kil.}$$

Nach der Expansion ist daher noch eine Dampfmenge $= 0{,}9055$ Kil. vorhanden, ein Werth, der von dem früher berechneten 0,91 nur um sehr wenig abweicht.

Für den feuchten Dampf, der sich nach der Aufgabe S. 63 von 5 auf 1 Atm. ausdehnt, ist $m = 0{,}7$ zu setzen. Da für den Anfangs- und Endzustand die Werthe von T, T_1, r, r_1 dieselben sind wie oben, so erhält man mittelst Formel (18)

$$m_1 \frac{538{,}6}{370} = 0{,}8218 + 2{,}349 \,.\, 0{,}05688$$

$$m_1 = 0{,}6644 \text{ Kil.}$$

Die früher angenäherte Berechnung ergab als Dampfmenge am Ende der Expansion $m_1 = 0{,}6667$ Kil., also sehr nahe dasselbe was die genaue.

Die Formel (18) gilt für Zusammendrückung, wie für Ausdehnung, für Zusammendrückung jedoch nur so lange als in der Mischung Wasser enthalten ist, d. h. so lange der Dampf gesättigt ist. Würde durch die Wärme, welche beim Zusammendrücken die äußere Arbeit der Mischung zuführt, alles Wasser in Dampf verwandelt werden und würde die Zusammendrückung fortgesetzt, so müßte der Dampf überhitzt werden. In diesem Falle würde auch obige Formel ihre Geltung verlieren.

Mit Hülfe der Formel (18) kann man auch folgende Frage beantworten:

Es werde in den Cylinder einer Dampfmaschine 1 Kil. Wasser und Dampf gelassen; die Spannung der Mischung sinke durch Expansion, Arbeit verrichtend, von 5 auf 1 Atm.; wie viel Dampf muß die Mischung enthalten, wenn am Ende und Anfang der Expansion gleich viel Dampf im Cylinder sein soll?

Hier ist $m_1 = m$. Setzt man daher diesen Werth von m_1, sowie auch die Werthe von T, T_1, r, r_1 in (18), so folgt als gesuchte Dampfmenge

$$m = 0{,}51 \text{ Kil.}$$

Besteht daher die Mischung aus 0,51 Dampf und 0,49 Wasser, so tritt der Dampf ebenso feucht in den Cylinder als aus demselben.

Dieses Verhältniß ändert begreiflich, wenn die Spannungen in den Grenzzuständen andere sind.

Endlich soll mittelst der Clausius'schen Formel der Exponent der Gleichung (17) für trockenen und feuchten Dampf bestimmt werden.

Es sei für 1 Kil. Dampf der Antheil Wasser 0, 0,1 0,2, .. so wird man als Antheil reinen Dampf setzen können

$$m = 1 \quad 0{,}9 \quad 0{,}8 \quad 0{,}7 \quad 0{,}6$$

Die Spannung dieses Dampfes lasse man von 7 auf 0,5 Atm. sinken in der oben angegebenen Weise, so sind die Grenztemperaturen und die entsprechenden Werthe der Dampfwärme

$$T = 165{,}34 + 273 = 438{,}34 \qquad T_1 = 81{,}71 + 273 = 354{,}71$$

$$r = 489{,}7 \qquad\qquad r_1 = 549{,}4$$

Hieraus findet man zunächst die am Ende der Expansion vorhandenen Dampfmengen

$$m_1 = 0{,}8606 \quad 0{,}7883 \quad 0{,}7164 \quad 0{,}6440 \quad 0{,}5701$$

Da das specifische Dampfvolumen für 7 Atm. = 0,273, und das für 0,5 Atm. = 3,260; so sind die Volumina der Dampfmengen m und m_1

$$V = 0{,}2730 \quad 0{,}2457 \quad 0{,}2184 \quad 0{,}1911 \quad 0{,}1638$$

$$v = 2{,}8054 \quad 2{,}5700 \quad 2{,}3110 \quad 2{,}0990 \quad 1{,}8580$$

Setzt man in Gleichung (17) die Größe $P = 7$, $p = 0{,}5$, sodann für V und v die eben aufgeführten Werthe, so findet man als Werth des Exponenten

$$x = 1{,}133 \quad 1{,}126 \quad 1{,}116 \quad 1{,}103 \quad 1{,}086$$

Diese Werthe lassen sich sehr annähernd durch folgende Formel darstellen

$$(19) \qquad x = 1{,}033 + 0{,}1\,m$$

Mit Hülfe dieser Werthe von x kann die Abnahme der Dampfspannung ermittelt werden, wenn man das Expansionsverhältniß kennt und umgekehrt.

Es dehne sich, um ein Beispiel zu geben, Dampf mit 15 Procent Wassergehalt vom Raume 1 in den Raum 7 aus, indem er in schon erwähnter Weise arbeitet, so wird nach Formel (19)

$$x = 1{,}033 + 0{,}1 \,.\, 0{,}85 = 1{,}118$$

Setzt man diesen Werth, sowie auch $\frac{v}{V} = 7$ in Formel (17), so findet man

$$\frac{p}{P} = \left(\frac{1}{7}\right)^{1{,}118} = 0{,}1135$$

d. h. die Endspannung ist 0,1135 von der Anfangsspannung.

Beträgt diese z. B. 5 Atm., so wird die Endspannung sein

$$5 \,.\, 0{,}1135 = 0{,}567 \text{ Atm.}$$

In dieser Weise ist die Tabelle III, unmittelbar auf Tabelle II (am Ende des Buches) folgend, abgeleitet worden, zu dem Zweck, um die Anwendung von Formel (17) zu umgehen.

17.

Wärmemenge, welche der Dampf während der Expansion in Arbeit umsetzt.

Es werde in einem Dampfcylinder 1 Kil. Dampf und Wasser der Expansion ausgesetzt. Es seien für den Beginn der Expansion q, ϱ die Flüssigkeits- und innere latente Wärme des Dampfes und m der Gewichtsantheil Dampf; ferner seien q_1, ϱ_1 und m_1 dasselbe am Ende der Expansion und endlich a_1 die in äußere Arbeit umgesetzte Wärme.

Während der Dampf in den Cylinder tritt und den Kolben mit konstantem Druck fortschiebt, wird die äußere latente Wärme in Arbeit verwandelt. Diese Arbeit nennt man die Volldruckarbeit.

Nach Beendigung derselben ist somit die im Dampf und Wasser noch enthaltene Wärmemenge $= q + m\varrho$; ebenso die am Ende der Expansion noch vorhandene $= q_1 + m_1\,\varrho_1$. Allein diese ist um a_1 kleiner als die vorige; daher hat man

$$(20) \qquad a_1 = q - q_1 + m\varrho - m_1\,\varrho_1$$

Für trockenen Dampf ist hierin m = 1 zu setzen.

Diese Formel kann nur dann zur Bestimmung von a_1 benützt werden, wenn man nach der Clausius'schen Formel den Werth m_1 kennt.

Es wurde früher (S. 61) gezeigt, daß 1 Kil. trockener Dampf, der von 5 auf 1 Atm. expandirt, am Ende der Expansion noch 0,91 Kil. Dampf enthalte.

Setzt man daher m = 1 und $m_1 = 0{,}91$ in Formel (20), sowie noch folgende, der Tabelle II entnommene,

$$q = 153{,}74 \quad q_1 = 100{,}5 \quad \varrho = 455{,}0 \quad \varrho_1 = 496{,}25$$

so findet man als Wärme, welche auf die Expansionsarbeit verwendet wird

$$a_1 = 56{,}66 \text{ Kalorien.}$$

Da nun die äußere latente Wärme des Dampfes bei 5 Atm. = 44,19 ist, so verhält sich mithin die Volldruckarbeit zur Expansionsarbeit wie 44,19 : 56,66; daher ist die Expansionsarbeit 1,282mal größer als die Volldruckarbeit.

Es sei ferner, wie auf S. 66 angenommen wurde, Anfangs 0,7 Kil. Dampf in der Mischung enthalten und es sinke die Spannung von 5 auf 1 Atm., so wird die Dampfmenge m_1 am Ende der Expansion

$= 0{,}6644$. Da zudem die Größen q, q_1, ϱ und ϱ_1 die unmittelbar voranstehenden Werthe haben, so liefert Formel (20) mit Hülfe derselben

$$a_1 = 42{,}0 \text{ Kalorien.}$$

Somit gehen 42 Kalorien während der Expansion in äußere Arbeit über.

Die Volldruckarbeit erforderte die Wärmemenge $m a = 0{,}7 \,.\, 44{,}19$ $= 30{,}93$ Kalorien. Daher ist die Expansionsarbeit $42{,}0 : 30{,}93 = 1{,}357$ mal größer als die Volldruckarbeit.

Dieses Verhältniß 1,357 für feuchten Dampf ist größer als das obige 1,282 für trockenen Dampf unter sonst gleichen Umständen. Es muß aber auch in der That so sein. Denn beim feuchten Dampf bildet sich im Cylinder aus dem heißen Wasser noch etwas Dampf, der nunmehr seine Volldruckarbeit während der Expansionsperiode ausführt. Für diesen Theil Dampf fallen daher Volldruck- und Expansionsarbeit vollständig zusammen, während beim anfänglich mitgeführten Dampf die Expansionsarbeit erst beginnt, wenn die Volldruckarbeit beendet ist.

Je größer nun der Antheil Wasser in der Mischung ist, um so mehr wird die Arbeit während der Expansionsperiode diejenige während der Volldruckperiode überwiegen. Wenn gar nun heißes Wasser, ohne Dampf, in den Cylinder gelangt, so reducirt sich die Volldruckperiode nur auf den Eintritt des Wassers, während sie für den Dampf im bisherigen Sinne wegfällt, d. h. ganz auf die Expansionsperiode verlegt wird.

Multiplicirt man die Wärmemenge a_1 mit der Joule'schen Zahl, so erhält man die Arbeit in Kilogramm-Metern, welche die Wärme während der Expansion verrichtet.

18.

Wirkungsgrad des gesättigten Dampfes.

Unter Wirkungsgrad wird verstanden das Verhältniß der in Arbeit übergeführten Wärme zur gesammten aufgewendeten Wärme. Wärme wird aber sowohl während der Volldruck- wie Expansionsperiode in Arbeit verwandelt. Diese Wärmemengen sind nach obigem Beispiel (Sinken der Spannung von 5 auf 1 Atm.):

	Volldruck.		Expansion.		Summe.
für reinen Dampf	44,2	+	56,66	=	100,86
für die Mischung	0,7 . 44,2	+	42,00	=	72,94

Ferner sind die Wärmemengen, welche im Ganzen aufgewendet werden:

für reinen Dampf $q + r \quad = 153{,}7 + \quad 499{,}2 = 652{,}9$
für die Mischung $q_1 + 0{,}7\, r_1 = 153{,}7 + 0{,}7 \,.\, 499{,}2 = 503{,}1$
daher die Wirkungsgrade:

$$\text{für reinen Dampf } \frac{100{,}86}{652{,}9} = 0{,}1545$$

$$\text{für die Mischung } \frac{72{,}94}{503{,}1} = 0{,}1450$$

Mithin gelangen, abgesehen von Nebeneinflüssen, bei reinem Dampf 0,1545, bei der Mischung 0,1450 der aufgewendeten Wärme zu äußerer Arbeit.

Auf S. 66 wurde gezeigt, daß eine Mischung, bestehend aus 0,51 Dampf und 0,49 Wasser, indem ihre Spannung während der Expansion von 5 auf 1 Atm. sinkt, im Endzustand dieselbe Zusammensetzung habe wie im Anfangszustand.

Bei dieser Mischung ist die gesammte aufgewendete Wärme:

$$q + mr = 153{,}7 + 0{,}51 \,.\, 499{,}2 = 408{,}29$$

und die aus der Maschine abgeführte Wärme

$$q_1 + m_1\, \varrho_1 = 100{,}5 + 0{,}51 \,.\, 496{,}2 = 353{,}56$$

Mithin die auf Arbeit verwendete Wärme $= \quad 54{,}73$

$$\text{Und der Wirkungsgrad} \;.\;.\;.\; \frac{54{,}73}{408{,}29} = 0{,}1340$$

Dieser Wirkungsgrad, einer Mischung von 0,49 Wassergehalt entsprechend, ist etwas kleiner als der Wirkungsgrad 0,1450 einer Mischung von 0,3 Wassergehalt und dieser etwas kleiner als der von reinem Dampf. Mischungen sind daher für die Zwecke der Arbeit ungünstiger als reiner Dampf und zwar um so ungünstiger, je größer der Wassergehalt ist. Doch ist die Abnahme nicht so auffallend, wie dieß früher, als die mechanische Wärmetheorie noch nicht bekannt war, angenommen wurde.

Der Grund der Abnahme ist leicht zu erkennen. Bei reinem Dampf verwandelt sich während der Expansion ein Theil Dampf in Wasser; dieses führt weniger Wärme aus der Maschine ab als wenn es in Form von Dampf ausgetreten wäre. Bei einer Mischung ist dieß anders. Wenn sich auch etwas vom ursprünglichen Dampf in Wasser verwandelt, so bildet sich neuer Dampf aus dem heißen Wasser; es tritt also verhältnißmäßig mehr Dampf aus der Maschine und damit auch mehr Wärme.

Der Wirkungsgrad des Dampfes kann erhöht werden, wie dieß schon aus dem Carnot'schen Satze (S. 50) folgt, wenn die Grenztemperaturen, also auch die Grenzspannungen auseinander gerückt werden.

So bringt 1 Kil. reiner Dampf in die Maschine, in welcher seine Spannung von 7 auf 0,5 Atm. sinkt, 656,9 Kalorien Wärme und führt aus derselben ab 519,53, verwandelt somit in Arbeit 137,37 Kalorien. Daher ist der Wirkungsgrad dieses Dampfes

$$\frac{137,37}{656,9} = 0,2091$$

also wesentlich größer als 0,1545 für reinen Dampf, dessen Endspannungen 5 und 1 Atm. sind.

Diese beiden Wirkungsgrade verhalten sich wie 1 : 1,353.

19.

Bestimmung der Expansionsarbeit durch Berechnung des Diagramms.

Die Arbeit, welche der Dampf während der Expansion leistet, läßt sich direkt in Kilogramm-Metern (S. 69) erhalten durch Berechnung der Fläche A V v B, Fig. 15 S. 60, welche zwischen der Druckkurve und der Abscissenaxe liegt.

Es kann dieß dadurch geschehen, daß man die ganze Fläche durch Ordinaten in schmale Theile zerlegt, diese Theile ausrechnet und addirt.

Es sei P = A V die Anfangsspannung, ferner V, v das Volumen des Dampfes am Anfang und Ende der Expansion, so erhält man durch die höhere Mathematik folgende Werthe für die gesuchte Fläche, also auch die Expansionsarbeit:

a) Wenn die gleichseitige Hyperbel A B als Druckkurve angenommen wird:

$$\text{(21)} \qquad P\,V \operatorname{logn}\left(\frac{v}{V}\right)$$

worin P = A V den Anfangsdruck, ferner V, v die Rauminhalte des Dampfes am Anfang und Ende der Expansion bezeichnen und endlich das Zeichen logn anzeigt, man müsse von dem Verhältnisse $\frac{v}{V}$ den natürlichen oder hyperbolischen Logarithmus nehmen und denselben mit dem Produkt P V multipliciren.

b) Wenn die adiabatische Kurve A b als Druckkurve betrachtet wird:

$$\text{(22)} \qquad \frac{P\,V}{x-1}\left[1-\left(\frac{V}{v}\right)^{x-1}\right]$$

worin x den Exponenten in den Gleichungen (17) und (19) bezeichnet.[1]

[1] Diese Formeln können wie folgt abgeleitet werden. Man lasse v um die unendlich kleine Größe d v zunehmen, d. h. man ziehe zwei Ordinaten, welche den Abscissen v und v + d v entsprechen, so entsteht ein Flächenelement

In beiden Ausdrücken (21) und (22) bezeichnet P V den Inhalt des Rechtecks A V O y, Fig. 15, d. h. die Arbeit, welche der konstante Druck P längs des Weges O V = V verrichtet. Daher ist P V die Arbeit während der Volldruckperiode. Die Ausdrücke (21) und (22) geben daher die Expansionsarbeit in Theilen der Volldruckarbeit, d. h. man muß die Volldruckarbeit multipliciren mit

$$(23)\quad z = \text{logn}\left(\frac{v}{V}\right) \text{ oder } z_1 = \frac{1}{x-1}\left[1-\left(\frac{V}{v}\right)^{x-1}\right]$$

um die Expansionsarbeit zu erhalten, je nachdem man nach der Hyperbel oder der adiabatischen Kurve rechnet.

Der hyperbolische Logarithmus kann in den gewöhnlichen, der mit log. bezeichnet werde, verwandelt werden, wenn man jenen mit 2,3029 . . multiplicirt. Es ist daher genau genug

$$\text{logn}\left(\frac{v}{V}\right) = 2{,}303 \log\left(\frac{v}{V}\right)$$

Nimmt man P V = 1 an, so bezeichnen die Werthe von z und z_1 die Expansionsarbeit.

In diesem Sinne sind die Werthe von z und z_1 in Tabelle III und IV am Ende des Buches zu verstehen.

von der Höhe B v oder b v, welche mit p bezeichnet werde und der Breite d v, also dem Inhalt p d v. Diese Größe p d v ist daher das Arbeitselement.

Setzt man in den Ausdruck p d v den Werth von p aus der Gleichung (16) der gleichseitigen Hyperbel, so erhält man als Arbeitselement

$$P V \frac{dv}{v}$$

Hierin ist P V konstant. Wird daher integrirt zwischen den Grenzen V und v, d. h. den Abscissen O V und O v, so erhält man den Werth (21).

Setzt man dagegen in den Ausdruck p d v den Werth von p, welcher aus der Gleichung (17) der adiabatischen Kurve sich ergibt, so erhält man als Arbeitselement

$$P V^x \frac{dv}{v^x}$$

Hierin ist $P V^x$ konstant; daher dehnt sich die Integration nur aus auf die Größe

$$\frac{dv}{v^x} = v^{-x}\, dv$$

allein es ist

$$\int v^{-x}\, dv = \frac{v^{-x+1}}{-x+1} + C$$

Nimmt man diesen Ausdruck zwischen den Grenzen V und v und multiplicirt das Resultat mit $P V^x$, so erhält man den Werth (22) der Expansionsarbeit.

Bei diesem Diagramm wird vorausgesetzt, daß keine Wärme durch Abkühlung verloren gehe; ebenso daß keine Wärme von außen zugeführt werde.

Bei Dampfcylindern ohne Dampfhülle geht etwas Wärme verloren, sowohl durch den cylindrischen Mantel als durch die beiden Bodenflächen. Doch ist diese Abkühlung nicht erheblich und es kann daher die Arbeit mittelst vorstehender Formeln mit hinreichender Genauigkeit ermittelt werden.

Bei den Dampfcylindern mit Dampfhüllen findet nur eine Abkühlung des im Cylinder enthaltenen Dampfes statt durch die Bodenflächen, während dem arbeitenden Dampfe durch die Dampfhülle Wärme zugeführt wird. Diese Wärmeaufnahme hat zur Folge, daß sich im Cylinder weniger Dampf kondensirt, daß somit die Spannung höher bleibt und mehr Arbeit gewonnen wird. Allein die Wärme, welche der Dampf in der Hülle verliert, muß wieder ersetzt werden. Es arbeitet daher nicht nur die Wärme, welche mit dem Dampf direkt in den Cylinder gelangt, sondern auch jene, welche durch die Wand in den Cylinder geleitet wird. Es ist noch eine Streitfrage, ob der Wirkungsgrad dieser beiden in verschiedener Weise zugeleiteten Wärmemengen gleich oder verschieden groß sei. Sicher ist, daß bei Maschinen mit Dampfmantel die Ordinaten der adiabatischen Kurve größer sind als ohne denselben.

20.

Temperatur und Elasticität des Dampfes, wenn er durch eine kleine Oeffnung entweichen kann.

In einem offenen Gefässe kann das Wasser nicht über 100° erwärmt werden. In einem dicht verschlossenen kann die Temperatur so lange steigen, als dem Kessel noch Wärme zugeführt wird. Anders wird es sich verhalten, wenn in dem Deckel eine kleine Oeffnung vorhanden ist, durch welche Dampf entweichen kann. Eine solche Oeffnung wird die Anhäufung des Dampfes verzögern und überdieß die Elasticität begrenzen.

Ist sie so klein, daß weniger Dampf entweicht als producirt wird, so muß fortdauernd die Elasticität und die Temperatur des Dampfes wachsen. Da aber bei zunehmender Spannung auch die Geschwindigkeit zunimmt, mit der der Dampf ausströmt, so muß endlich die Menge des ausströmenden Dampfes der des gleichzeitig erzeugten gleich kommen, und somit für die Temperatur wie für die Elasticität eine Grenze oder ein Maximum eintreten, das bei einer vorhandenen Oeffnung nicht überstiegen werden kann.

Dieses Maximum wird um so früher eintreten, je größer die Oeffnung ist, wenn die Dampfproduktion dieselbe bleibt; oder je weniger Dampf erzeugt wird, wenn der Oeffnungsquerschnitt unverändert bleibt. Auch ist klar, daß, wenn bei fortdauernder Dampfproduktion Temperatur und Spannung desselben unverändert bleiben sollen, die Menge des entweichenden Dampfes der des stetig producirten gleich sein muß und daß, wenn man diese kennt, sich daraus die Geschwindigkeit, mit der der Dampf ausströmt, ausmitteln lassen muß.

Schätzbare Versuche über die Geschwindigkeit des Dampfes sind die von Christian in Paris.[1]

Dieser Physiker bediente sich zu dem Ende eines Kessels, der 1) mit einem eingesenkten Thermometer versehen war, um die Temperatur des Dampfes zu erkennen, 2) mit einem Schwimmer, um an dem Sinken desselben die Menge des verdampften Wassers wahrzunehmen, 3) mit einer dünnen Röhre, um den Kessel mittelst einer Druckpumpe nachzufüllen, und 4) mit einer kurzen Röhre, an deren Mündung Platten mit Oeffnungen von verschiedener Weite dampfdicht befestigt werden konnten.

Die innere Fläche des Kessels betrug 0,364 □^{m} (487 □") und wurde gewöhnlich mit 10 Kil. Wasser gefüllt, die eine Fläche von 0,190 □^{m} (254 □") bedeckten.

Dieser Kessel wurde bei den ersten Versuchen einem sehr heftigen Feuer ausgesetzt.

Die Versuche ergaben, je nachdem die Oeffnung verändert wurde, folgende Temperaturgrenzen:

Oeffnung	36	18	9	30,5	122	490 □^{mm}
Temperatur	105,5	115	138	112	101	100° C.

In allen Versuchen wurde in 3 Minuten 1 Kil. Wasser verdampft.

Demnach kann auch beim heftigsten Feuer das Wasser nicht über 101° heiß werden, wenn die Oeffnung, durch welche Dampf entweicht, $^1/_{1560}$ der Feuerfläche beträgt; nicht über 112° heiß, wenn sie $^1/_{6240}$ derselben groß ist, und nicht über 138° wenn sie $^1/_{21000}$ derselben ist, und eine so kleine Oeffnung limitirt also auch beim heftigsten Feuer die Spannung auf etwa 3$^1/_2$ Atmosphären Druck.

Bei einer zweiten Reihe von Versuchen wurde das Feuer so gemäßigt, daß die Wärme stets auf 101° blieb, wenn gleich die Oeffnung verändert wurde. Die Elasticität des Dampfes blieb sich also gleich, nämlich 1,03 Atmosphären, und mithin auch die Geschwindigkeit, mit der der Dampf ausströmte. Je kleiner also die Oeffnung war,

[1] S. dessen Mécanique industrielle ch. 41.

desto weniger Dampf oder desto langsamer mußte er producirt werden, weil desto weniger entweichen konnte.

Die Versuche ergaben, daß 1 Kil. Dampf zum Ausströmen brauchte:

Anzahl Minuten	8,5	18	34
Größe der Oeffnung	36	18	9 □mm

Durch eine dritte Reihe von Versuchen wurde endlich ausgemittelt, wie viel Zeit 1 Kil. Dampf bei höherer Temperatur und stärkerer Elasticität braucht, um durch eine Oeffnung von gleicher Weite zu entweichen; und diese fand sich bei einer Oeffnung von 9 □mm also:

Dampftemperatur	105	110	115	120	125	130	135°
Anzahl Minuten	13	$8\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{6}$	$5\frac{1}{3}$	$4\frac{1}{2}$	$3\frac{7}{8}$	3

Mit welcher ausnehmenden Geschwindigkeit der Dampf ausströmen muß, läßt sich aus folgender Berechnung einsehen.

Zum Ausströmen von 1 Kil. Dampf von 110° bedarf es nach Obigem $8\frac{1}{2}$ Min. oder 510 Sek. Zeit. Die Spannung dieses Dampfes sinkt unter der Oeffnung auf 1 Atm. herab. Ohne daß sich ein Theil des Dampfes kondensirt, wird also ein Kil. ein Volumen = 1,697 Kub.m haben. Allein es muß sich, wie später gezeigt wird, ein kleiner Theil davon in Wasser verwandeln; das Volumen des Restes wird daher etwas kleiner sein als 1,697 Kub.m. Gesetzt aber, der Dampf habe diesen Rauminhalt, so wird in 1 Sekunde $\frac{1}{510}$ desselben oder 1,697 : 510 = 0,00332 Kub.m abfließen, und zwar durch eine Oeffnung, die nur 9 □mm oder 0,000009 □m groß ist; daher muß der Dampfstrahl eine Geschwindigkeit von 369m in der Sekunde haben.

Wir werden sogleich sehen, wie diese Geschwindigkeit theoretisch berechnet wird, und daß obige Versuche mit diesen Berechnungen übereinkommen.

21.

Geschwindigkeit, mit welcher Dampf aus einer Oeffnung strömt.

Die Geschwindigkeit v, mit welcher Wasser aus der Oeffnung eines Gefäßes in den leeren Raum abfließt, ist

$$v = \sqrt{2gh}$$

wo h die Druckhöhe und g = 9,81m die Beschleunigung beim freien Fall bezeichnen.

Diese Formel findet nun auch Anwendung auf den Abfluß des Dampfes.

Es sei p das specifische Gewicht des Dampfes, dasjenige des Wassers = 1 gesetzt, so wird die Druckhöhe des Dampfes so viel mal größer als die des Wassers, so viel mal größer 1 ist als p. Mißt also h

die Höhe der Wassersäule, welche gleichen Druck ausübt wie der Dampf, so ist die Höhe der Dampfsäule, welche die Wassersäule zu ersetzen vermag $= \frac{h}{p}$; folglich die Geschwindigkeit, mit welcher Dampf in den leeren Raum abfließt

$$v = \sqrt{2g\,\frac{h}{p}}$$

Ein Kubikmeter Dampf von 1 Atm. wiegt 0,589 Kil., das specifische Gewicht solchen Dampfes ist daher $= 0{,}000589$ und die Höhe einer Wassersäule, welche dem Druck von 1 Atm. entspricht $= 10{,}33^m$; daher die Höhe der Dampfsäule, welche einen gleichen Druck ausübt

$$\frac{10{,}33}{0{,}000589} = 17538^m$$

und somit die Abflußgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 17338} = 586^m$$

Wenn der Druck des Dampfes gemessen wird: im Gefäß, aus welchem er strömt, durch die Höhe h, außerhalb desselben zunächst der Oeffnung durch die Höhe h^1 einer Wassersäule, so ist in obiger Formel statt h die Höhendifferenz $h - h^1$ zu setzen. Daher erhält man die Ausflußgeschwindigkeit mittelst der Formel

$$(24) \qquad v = \sqrt{2g\,\frac{h - h^1}{p}}$$

Dampf von 1,2 Atm. hat ein specifisches Gewicht $= 0{,}0007$, fließt derselbe in die Luft ab, so wird die Druckhöhe:

der Wassersäule $h - h^1 = (1{,}2 - 1) \,.\, 10{,}33 = 0{,}2 \,.\, 10{,}33^m$

der Dampfsäule $\frac{h - h^1}{p} = \frac{0{,}2 \,.\, 10{,}33}{0{,}0007} = 2951^m$

folglich die Geschwindigkeit per Sekunde

$$v = \sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 2951} = 240^m$$

Bei Ableitung dieser Formel wird vorausgesetzt, die Dichtigkeit des Dampfes bleibe die ursprüngliche, bis er die Oeffnung verlassen habe. Beim Wasser ist dieß der Fall, beim Dampfe dagegen nicht; hier sinkt die Dichtigkeit, welche dem größern Drucke entspricht, auf jene, die dem kleinern Drucke entspricht. Der Uebergang vom höhern Druck zum niedern vollzieht sich allmählig und zwar unter der Oeffnung; mit demselben ist auch ein entsprechendes Sinken der Dampftemperatur und des Wärmegehaltes verbunden. Es muß sich daher Dampf unter der Oeffnung kondensiren. Die Wärmeabnahme, d. h. die Differenz zwischen der Wärmemenge vor und derjenigen nach der Oeffnung setzt sich in Arbeit

um und veranlaßt die Bewegung. Es muß sich daher die Ausflußgeschwindigkeit aus der Abnahme der Wärme berechnen lassen.

Unter der Oeffnung ändere sich die absolute Temperatur des Dampfes von T auf T_1, die Verdampfungswärme von r auf r_1, die Flüssigkeitswärme von q auf q_1, das Gewicht Dampf, das in 1 Kil. der ausfließenden Masse enthalten ist, von m auf m_1, so ist der Wärmegehalt der Mischung bei der höhern Temperatur $= q + mr$, bei der niedern $= q_1 + m_1 r_1$.

Der Unterschied dieser Wärmemenge ist nun gleich der lebendigen Arbeit $1 \times \frac{v^2}{2g}$, welche einem Kil. Gewicht ertheilt werden muß, wenn es die Geschwindigkeit v annehmen soll. Dividirt man diese Arbeit mit der Joule'schen Zahl E, so wird die entsprechende Wärmemenge zu $\frac{v^2}{2g\,E}$. Daher ergibt sich durch Gleichsetzen dieser beiden Wärmemengen folgende Formel zur Bestimmung der Ausflußgeschwindigkeit [1]

$$(25) \qquad \frac{v^2}{2g} = E\,(q - q_1 + m\,r - m_1 r_1)$$

Die Größe in der Kammer ist nach Formel (20) nichts anderes als die Wärme, welche ein Kilogramm Dampf abgibt, wenn er in einer Dampfmaschine Arbeit verrichtend sich ausdehnt, so daß seine Temperatur von T auf T_1 sinkt.

Um die Geschwindigkeit v mittelst (25) zu berechnen, muß zuerst die Größe m_1 unter Anwendung der Clausius'schen Formel (18) bestimmt werden, d. h. es muß bestimmt werden, wie viel Dampf sich beim Vorgang in Wasser verwandelt.

Die Größe $mr - m_1 r_1$ ist gegenüber $q - q^1$ klein. Wird sie vernachlässigt, so erhält man als Annäherungsformel zur Bestimmung der Ausflußgeschwindigkeit

$$(26) \qquad v = \sqrt{2\,g\,E\,(q - q_1)}$$

Da die Größe $mr - m_1 r_1$ immer positiv bleibt, so gibt diese Formel (26) einen etwas zu kleinen Werth.

Es fließe, wie oben angenommen wurde, reiner Dampf von 1,2 Atm. Spannung in einen Raum, wo ein Druck von 1 Atm. herrsche, so sind die entsprechenden Flüssigkeitswärmen

$$q = 105{,}74 \qquad q_1 = 100{,}5$$

daher die Ausflußgeschwindigkeit nach der Annäherungsformel

$$v = \sqrt{2\,.\,9{,}81\,.\,435\,.\,5{,}24} = 212^m$$

Um die allgemeine Formel anzuwenden, hat man zunächst

[1] Zeuner, das Lokomotiven-Blasrohr, 1863, S. 80.

für den Anfangszustand $T = 273 + 105{,}17 = 378{,}17$; $r = 532{,}8$
für den Endzustand . . $T_1 = 273 + 100 \quad = 273 \quad ; r_1 = 538{,}5$
da zudem für trockenen Dampf $m = 1$ ist, so gibt die Clausius'sche Formel (18) $m_1 = 0{,}985$, d. h. es sind in 1 Kil. der Mischung nach Erreichung der Geschwindigkeit noch 0,985 Kil. Dampf vorhanden. Hiernach erhält man mittelst Formel (25)

$$v^2 = 2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 435\,(5{,}24 + 1 \,.\, 532{,}8 - 0{,}985 \,.\, 538{,}5)$$

Somit als Ausflußgeschwindigkeit

$$v = 255^m$$

Es ströme, um ein zweites Beispiel zu machen, reiner Dampf aus einem Behälter von 5 Atm. in einen andern von 1 Atm. Druck, so erhält nach der ältern Formel (24) als Ausflußgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \,.\, \frac{4 \,.\, 10{,}33}{0{,}002675}} = 551^m$$

Die Näherungsformel (26) gibt hiefür

$$v = \sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 435\,(153{,}7 - 100{,}5)} = 673^m$$

Behufs Anwendung der allgemeinen Formel (25) ist

$$T = 273 + 152{,}2 = 425{,}2;\; r = 499{,}2$$
$$T_1 = 273 + 100 \quad = 373 \quad ;\; r_1 = 536{,}5$$

mithin wird, wenn der Dampf trocken, also $m = 1$ ist, nach der Clausius'schen Formel der Werth $m_1 = 0{,}9055$ und somit die Ausflußgeschwindigkeit

$$v = 750^m$$

Aus dem Vorstehenden folgt, daß Dampf nie aus einem Raum in einen andern ausströmen kann, wenn der Druck in beiden völlig derselbe ist, sondern daß hiezu stets ein Druckunterschied nöthig wird, der um so größer sein muß, je geschwinder das Ueberströmen statt haben soll. Daher wird der Dampfdruck vom Kessel aus nach dem Cylinder hin abnehmen; er wird vor einem Hahnstück, einem Ventil größer sein als nach demselben; deßgleichen im Schieberkasten größer als im Cylinder, bei einer Kondensationsmaschine größer im Cylinder als im Kondensator, bei einer Maschine ohne Kondensation größer im Cylinder als der äußere Luftdruck, u. s. w.

Das Ueberströmen erfolgt indessen selbst dann noch mit einer großen Geschwindigkeit, wenn die Druckdifferenz sehr klein ist. Es mag dieß folgende Zusammenstellung, in welcher die Geschwindigkeiten nach der Näherungsformel berechnet sind, zeigen.

Druck im Gefäß	10	5	3	1	0,5 Atm.
Gegendruck . . .	9,5	4,5	2,9	0,9	0,4 „
Werthe $q - q_1$	0,45	0,78	1,18	2,96	5,52 Kal.
Geschwindigkeit	62	81	100	159	217^m

Ist die Geschwindigkeit des ausströmenden Dampfes ermittelt, so ist leicht zu finden, wie viel Dampf in der Sekunde durch eine Oeffnung entweichen kann.

Es sei F der Querschnitt der Oeffnung, so wird F v das Volumen Dampf sein, das per Sekunde abfließt. Dieser Dampf hat unter der Oeffnung, sobald er die Geschwindigkeit v angenommen hat, eine Spannung gleich der des Gegendruckes. Das specifische Volumen des Dampfes bei diesem Druck sei u_1, so wird jedes Kil. der Mischung, welches den Gewichtstheil m_1 an Dampf enthält, ein Volumen $= m_1 u_1$ haben.

Gehen nun in einer Sekunde e Kil. Dampf durch die Oeffnung, so ist das Volumen desselben $= e\, m_1\, u_1$. Durch Gleichsetzen der Werthe F v und $e\, m_1\, u_1$ erhält man daher das per Sekunde ausströmende Gewicht Dampf [1]

$$e = \frac{F\, v}{m_1\, u_1} \tag{27}$$

Der Querschnitt eines Sicherheitsventils sei 15 □^{cm}; es ströme durch dasselbe Dampf von 5 Atm. ab in die freie Luft, so ist nach S. 78 die Geschwindigkeit $v = 750^m$, die Dampfmenge $m_1 = 0{,}9055$ Kil. und da nach Tab. II (am Ende des Buches) $u_1 = 1{,}696$ Kub.^{m}; so wird nach (27) die Dampfmenge, welche in der Sekunde ausströmt

$$e = \frac{0{,}0015 \,.\, 750}{0{,}9055 \,.\, 1{,}696} = 0{,}732 \text{ Kil.}$$

22.

Vom überhitzten Dampfe.

Dem gesättigten oder trockenen Dampfe entspricht bei jedem Grade der Elasticität eine bestimmte Dichtigkeit und eine bestimmte Temperatur und dessen Wärmegehalt ist ein gegebener.

Ein Kubikmeter gesättigten Dampfes von 1 Atmosphäre Druck wiegt stets 589 Gramme und ist aus demselben Gewicht Wasser gebildet; seine Temperatur ist 100° und er enthält 536,5 Kalorien latente und 100,5 Kalorien freie Wärme. Führen wir dem Wasser, aus dem solcher Dampf entsteht, noch mehr Wärme zu, so wird, ist das Gefäß verschlossen, das Wasser sowohl als der Dampf wärmer, dieser aber zugleich dichter und elastischer. Wird der Dampf wieder erkältet, so wird er wieder dünner und seine Spannung vermindert. Gewicht

[1] Zeuner, Lokomotiven-Blaserohr. 1863.

und Wärmegehalt werden reducirt, und dasselbe hat statt, wenn wir in einem Gefäße abgeschlossenen Dampf erkälten. Die Temperatur des Dampfes kann nie unter die seiner Dichtigkeit normal zukommende erniedrigt werden.

Anders verhält es sich, wenn wir ein bloß Dampf enthaltendes und verschlossenes Gefäß noch mehr erwärmen. In diesem Falle wird der Dampf überhitzt. Die Temperatur desselben steigt, und zugleich der Gehalt an freier Wärme; die Dichtigkeit und sein specifisches Gewicht aber bleiben nothwendig unverändert, weil kein Wasser vorhanden ist, das verdampfen kann. Die Erwärmung steigert die Elasticität, aber nur wie sie die von eingeschlossener Luft steigern würde, d. h. für jeden Grad um 0,00367 des ursprünglichen Volumens. Wird z. B. isolirter Dampf von 100^0 um 21^0 erwärmt, so steigt die Spannung von 1 auf $1 + 0{,}00367 . 21 = 1{,}077$, d. h. es wird die Spannung kaum um $\frac{1}{13}$ größer, lange also nicht die doppelte, wie die des saturirten bei dieser Temperatur.

Wie sich der überhitzte Dampf mit Rücksicht auf Temperatur und Spannkraft verhält wie ein permanentes Gas, so erhält er sich ebenso mit Rücksicht auf die dichte, sobald sein Volumen geändert wird. Zum Theil anders verhält sich der Dampf in der Nähe des Sättigungsgrades. Nach den Versuchen von Fairbairn und Tate, sowie denjenigen von Hirn ist der Ausdehnungs-Koefficient in der Nähe der Sättigungstemperatur größer als 0,00367 und geht erst in diesen Werth über, wenn die Temperatur um eine Anzahl Grade gestiegen ist.

Nach Regnault beträgt die specifische Wärme des überhitzten Dampfes 0,4805, unabhängig von Druck und Temperatur; nach neuern Versuchen von Hirn kann sie zu 0,5 angenommen werden.

Es streiche Dampf aus einem Dampfkessel in eine Leitung durch einen Ueberhitzungsapparat; seine Temperatur steige in demselben von 152^0 auf 252^0, so wird jedes Kilogramm nach Hirn eine Wärmemenge aufnehmen $= (252 - 152) . 0{,}5 = 50$ Kalorien.

Dehnt sich Dampf aus, ohne Arbeit zu verrichten, z. B. beim Uebergang in den leeren Raum, so wird dieser Dampf überhitzt. Denn die Wärmemenge, welche der gesättigte Dampf ursprünglich besitzt, ist größer als diejenige, welche gesättigter Dampf von niederer Spannung enthält; der Ueberschuß muß auf die Ueberhitzung des Dampfes verwendet werden.

Es dehne sich z. B. 1 Kil. von 5 Atm. in dieser Weise aus, bis seine Spannung auf 1 Atm. gesunken ist; so enthält der ursprüngliche Dampf 653 Kalorien, während 1 Kil. Dampf von 1 Atm. nur

637 Kalorien hat. Der Ueberschuß von 16 Kalorien bewirkt nun, daß der Dampf von 100° überhitzt wird und zwar um

$$\frac{16}{0,5} = 32^0$$

der Dampf hat sich daher bei der Ausdehnung nur um 152 — 132 = 20° abgekühlt.

Das Volumen des Dampfes war Anfangs = 0,373 Kub.^{m}; jetzt ist es = 5 . 0,373 = 1,865 Kub.^{m}, während dasjenige des gesättigten Dampfes von 1 Atm. 1,697 Kub.^{m} beträgt.

Man hat in neuerer Zeit angefangen, überhitzten Wasserdampf zum Betrieb von Dampfmaschinen anzuwenden, indem man den im Kessel gebildeten, gesättigten Dampf vor seiner Wirkung in der Maschine durch ein stark erhitztes Röhrensystem gehen läßt. Dadurch wird nicht nur das mit dem Dampfe mechanisch fortgerissene Wasser in Dampf verwandelt, also die Dampfproduktion erhöht, sondern es wird auch durch die Temperaturerhöhung das Dampfvolumen vergrößert. Nun ist aber, wie wir gesehen haben, die Leistung einer Volldruck-Dampfmaschine proportional dem derselben zugeführten Dampfvolumen und man erhält daher die doppelte Leistung, wenn man das Dampfvolumen durch die Ueberhitzung verdoppelt, die $1^1/_2$fache, wenn der überhitzte Dampf das $1^1/_2$fache Volumen des gesättigten einnimmt u. s. w. Hierzu kommt noch ein anderer Vortheil, den der überhitzte Dampf mit dem Dampfmantel gemein hat. Wenn sich nämlich Dampf expandirt, ohne von den umgebenden Gefäßwänden neue Wärme aufzunehmen, so wandelt er sich in Folge der mit der Expansion verbundenen Wärmeabnahme zum Theil in Wasser um. Diese Kondensation wird aber nicht oder nur in schwächerm Maße stattfinden, wenn man dem Dampfe im Voraus durch Ueberhitzen einen Ueberschuß an Wärme mittheilt.

Die Steigerung des Wirkungsgrades für Dampf mit zunehmender Ueberhitzung kann auf folgende Weise gezeigt werden.

a) Volldruckmaschine. Einem Kil. gesättigtem Dampf sei die Gesammtwärme λ beizubringen, so nimmt er durch Ueberhitzung um t Grade noch die Wärmemenge 0,5 t auf; es wird daher schließlich eine Wärmemenge = $\lambda + 0,5\, t$ auf seine Bildung verwendet.

Gesättigter Dampf von gleicher Spannung, der ebenso viel Wärme wie jener überhitzte bedarf, hat ein Gewicht gleich

$$\frac{\lambda + 0,5\, t}{\lambda}$$

Nun sei V das Volumen des gesättigten Dampfes, so ist das

Volumen von 1 Kil. des überhitzten Dampfes gleich V (1 + 0,00367 t); während das Volumen des gesättigten Dampfes, der ebenso viel Wärme enthält wie der überhitzte, sein wird

$$V \frac{\lambda + 0{,}5\,t}{\lambda}$$

Mithin ist das Verhältniß zwischen der Arbeit des überhitzten und des gesättigten Dampfes (für gleichen Wärmeaufwand) gleich

$$(1 + 0{,}00367\,t) \frac{\lambda}{\lambda + 0{,}5\,t}$$

Nun werde z. B. Dampf von 5 Atm. verwendet, so ist $\lambda = 653$ Kalorien bei 0° Temperatur des Speisewassers; ferner werde dieser Dampf um 150° bei gleichbleibender Spannung überhitzt, so gibt das vorstehende Verhältniß

$$(1 + 0{,}5505) \frac{653}{728} = 1{,}39$$

d. h. die Leistung des gesättigten Dampfes steigt durch Ueberhitzung in diesem Falle von 100 auf 139.

Ist die Temperatur des Speisewassers z. B. 40°, so ist das Verhältniß

$$\frac{653 - 40}{718 - 40} \text{ statt } \frac{653}{728}$$

in Rechnung zu bringen, wodurch das Verhältniß der Leistungen auf 1,38 heruntergeht.

b) Expansionsmaschine. Es bezeichne V das Volumen einer überhitzten Dampfmasse und P die Spannung dieses Dampfes, so ist das Produkt P V die Arbeit des Dampfes während der Volldruckperiode.

Nimmt man nun an, es verhalte sich der Dampf in überhitztem Zustand wie ein permanentes Gas, so muß auch Formel (17) gelten, welche den Zusammenhang zwischen der Expansion und der Druckabnahme angibt, wobei jedoch der Werth des Exponenten $x = 1{,}41$ anzunehmen ist. Für überhitzten Dampf nimmt man daher

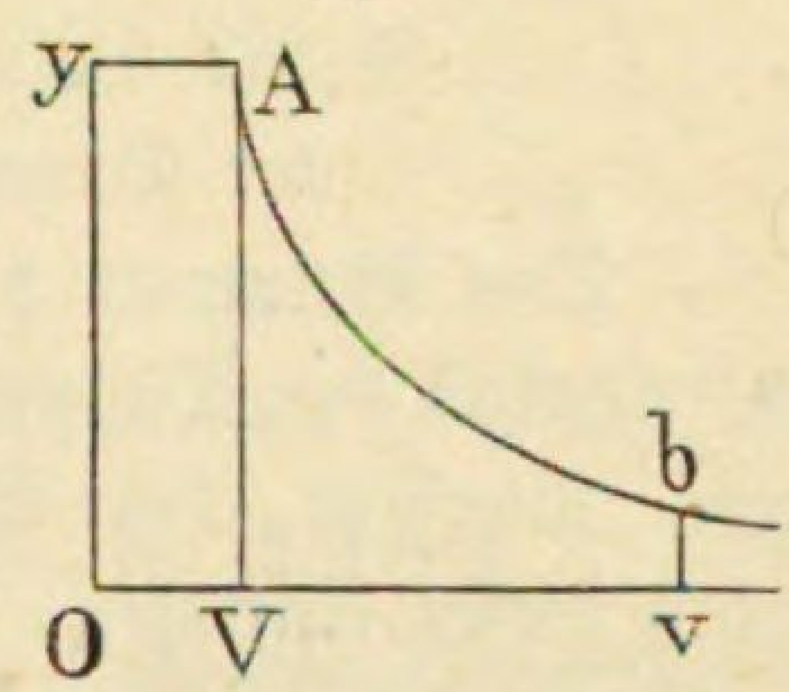
$$(28) \qquad \frac{P}{p} = \left(\frac{v}{V}\right)^{1,41}$$

Es kann hiemit die Abnahme der Spannung P auf p berechnet werden, wenn die Ausdehnung des Volumens V auf v bekannt ist, und umgekehrt.

Der überhitzte Dampf arbeitet während der Expansion im Cylinder und gibt daher Wärme für die äußere Arbeit ab. Dadurch sinkt seine Temperatur und Spannung. Es gibt nun ein Expansionsverhältniß,

für welches der Dampf aufhört überhitzt zu sein, für welches er daher gerade in den gesättigten Zustand übergeht. Ist die Ueberhitzung nur eine schwache, so wird der Sättigungsgrad bald eintreten; ist sie eine starke, so wird er erst spät, oder wenn die Expansion genügend ausgedehnt wird, gar nicht erreicht. In diesem letztern Fall wird alsdann der Dampf in überhitztem Zustand die Maschine verlassen.

Fig. 16.



Dem überhitzten Dampf entspricht ein Arbeits-Diagramm (Fig. 16), ähnlich demjenigen auf S. 60 für gesättigten Dampf und ebenso eine adiabatische Kurve A b, nur senkt sich diese rascher als die des gesättigten Dampfes.

Mit Hülfe von Formel (28) erhält man nun die Resultate der folgenden Tabelle:

Ausdehnung aus dem Raume 1 in den Raum	$\frac{P}{p}$ Verhältniß der Anfangs- zur Endspannung	Ausdehnung aus dem Raume 1 in den Raum	$\frac{P}{p}$ Verhältniß der Anfangs- zur Endspannung
1,5	0,564	5	0,103
2	0,376	5,5	0,090
2,5	0,274	6	0,080
3	0,212	6,5	0,071
3,5	0,171	7	0,064
4	0,141	7,5	0,058
4,5	0,120	8	0,053

Diese Werthe sind so aufzufassen: Dehnt sich der Dampf z. B. aus dem Raume 1 in einen 3fachen aus, so sinkt die Spannung von 1 auf 0,212. War die Anfangsspannung 5 Atm., so wird die Spannung am Ende dieser Ausdehnung 5 . 0,212 = 1,060 Atm. sein.

Mit Hülfe dieser Tabelle kann nun die adiabatische Kurve verzeichnet und die Lage des Sättigungspunktes in jedem besondern Falle in folgender Weise durch Probiren ermittelt werden.

Es werde gesättigter trockener Dampf von 5 Atm. in einem Ueberhitzer erwärmt um 150°, so nimmt sein Volumen zu um 0,00367 . 150 = 0,5505. Das ursprüngliche Volumen von 1 Kil. ist = 0,373 Kub.^m, mithin dasjenige des überhitzten

$$0{,}373\ (1 + 0{,}5505) = 0{,}5783 \text{ Kub.}^{m}$$

Erster Versuch. Die Expansion sei eine 4fache, so wird der Dampf, so lange er überhitzt bleibt, annehmen

ein Volumen 4 . 0,5783 = 2,313 Kub.^m

eine Spannung 5 . 0,141 = 0,705 Atm.

Das Volumen des gesättigten Dampfes von 0,705 Atm. ist aber = 2,380; daher das Volumen des als überhitzt vorausgesetzten Dampfes kleiner als dieses; mithin ist der Sättigungsgrad überschritten.

Zweiter Versuch. Die Expansion sei 3fach, so wird für den überhitzten Zustand

das Volumen 3,5 . 0,5783 = 2,024 Kub.^{m}
die Spannung 5 . 0,171 = 0,855 Atm.

Das Volumen des gesättigten Dampfes von 0,855 Atm. ist = 1,980 Kub.^{m}. Da nun das erstere größer als dieses, so ist der Dampf noch überhitzt, der Sättigungsgrad also noch nicht erreicht. Mithin muß dieser eintreten, wenn das Expansionsverhältniß zwischen 3,5 und 4 liegt. Die Zusammenstellung

Expansion.	Volumen des überhitzten D.	Volumen des gesättigten D.	Differenz.
3,5	2,024	1,980	+ 0,044
4	2,313	2,380	— 0,067

zeigt, daß bei einem Expansionsverhältniß = 3,7 die Ueberhitzung des expandirenden Dampfes aufhört und die Periode der Expansion des gesättigten Dampfes beginnt.

Stellt nun im Diagramm, Fig. 16, das Rechteck O V A y die Volldruckarbeit dar, so wird die Fläche A b v V die Arbeit des überhitzten Dampfes während der Periode der Expansion angeben. Der Inhalt dieser Fläche wird nun in gleicher Weise berechnet, wie dieß auf S. 71 für gesättigten Dampf geschehen. Es wird daher auch die gleiche Formel (22) dafür erhalten; nur muß für überhitzten Dampf der Exponent x = 1,41 genommen werden. Daher hat man für die Expansionsarbeit des überhitzten Dampfes den Ausdruck

$$(29) \qquad \frac{PV}{0,41}\left[1 - \left(\frac{V}{v}\right)^{0,41}\right]$$

Für Dampf von 5 Atm., der um 150° überhitzt wird, tritt nach Vorstehendem der Sättigungsgrad bei einer 3,7fachen Expansion ein. Setzt man daher in (29) das Verhältniß $\frac{V}{v} = \frac{1}{3,7}$, so erhält man als Faktor von PV

$$\frac{1}{0,41}\left[1 - \left(\frac{1}{3,7}\right)^{0,41}\right] = 1,0127$$

d. h. die Expansionsarbeit wird 1,0127 mal größer als die Volldruckarbeit.

Da aber P = 5 . 10334 Kil. und für 1 Kil. Dampf V = 0,5783 Kub.^{m}, so wird die totale Arbeit des überhitzten Dampfes sein

(a) 5 . 10334 . 0,5783 (1 + 1,0127) = 60140 Kil.-Meter.

Es soll nun auch die Arbeit von 1 Kil. gesättigtem Dampf von gleicher Anfangs- und Endspannung berechnet und mit der vorstehenden Arbeit (a) verglichen werden.

Der Anfangsspannung P = 5 . 10334 Kil. entspricht ein Volumen = 0,373. Die Endspannung des überhitzten Dampfes für 3,7fache Expansion ergibt sich aus der vorstehenden Tabelle (S. 83) zu

$$\frac{P}{p} = 0{,}158$$

In der Tab. III. am Ende des Buches kommen nun zwei Werthe des Verhältnisses $\frac{P}{p}$ vor, nämlich 0,161 und 0,152, zwischen welchen der vorstehende Werth 0,158 liegt; daher wird auch die Expansionsarbeit zwischen dem 1,488- und 1,449fachen der Volldruckarbeit liegen (gemäß derselben Tab.), daher zu 1,462 der Volldruckarbeit angenommen werden können.

Die gesammte Arbeit des Kilogrammes Dampf ist daher

$$\text{(b)} \qquad 5 \,.\, 10334 \,.\, 0{,}373\,(1 + 1{,}462) \text{ Kil.-Meter,}$$

mithin das Verhältniß zwischen den Arbeiten (a) und (b)

$$\frac{0{,}5783\,(1 + 1{,}0127)}{0{,}373\;\;(1 + 1{,}462)} = 1{,}2643$$

Die Leistung des gesättigten Dampfes steigt daher durch Ueberhitzung von 1000 auf 1264.

Um eine richtige Vergleichung zu haben, muß das Verhältniß der Arbeiten für gleichen Wärmeaufwand ermittelt werden.

Nun ist für einen Druck von 5 Atm. der Wärmegehalt des gesättigten Dampfes = 653, des um 150^0 überhitzten = 653 + 75 Kalorien; es ist mithin das vorstehende Verhältniß für gleichen Wärmeaufwand

$$\frac{0{,}5783\,(1 + 1{,}0127)}{0{,}373\;\;(1 + 1{,}462)} \cdot \frac{653}{653 + 75} = 1{,}1365$$

Es nimmt daher die Leistung durch Ueberhitzung zu von 1000 auf 1136,5.

Hat das Speisewasser eine höhere Temperatur als 0^0, so sinkt vorstehendes Verhältniß unmerklich zu Gunsten des gesättigten Dampfes.

Ist die Ueberhitzung eine schwächere, so wird auch der Vortheil der Ueberhitzung kleiner. Es tritt alsdann der Sättigungsgrad bei der Expansion bald ein. Läßt man hiebei den Dampf über diesen Grad hinaus fortarbeiten, so verhält sich der Dampf wie gesättigter, d. h. es wird sich ein Theil davon kondensiren. Die gesammte Arbeit besteht

dann aus zwei Theilen: dem vor und dem nach Eintritt des Sättigungsgrades.

Die vorstehenden Rechnungen machen nicht auf vollständige Genauigkeit Anspruch, da das Verhalten des überhitzten Dampfes noch keineswegs genügend bekannt ist. Daß indessen das vorstehende Resultat einige Sicherheit bietet, mag folgendes zeigen.

Der oben bei der Expansion zu Grunde gelegte überhitzte Dampf enthält eine Wärmemenge $= 653 + 0{,}5 \,.\, 150 = 728$ Kalorien.

Der Arbeit von 60140 Kil.-Meter, welche er im Ganzen verrichtet, entspricht eine Wärmemenge $60140 : 435 = 138{,}2$ Kalorien; folglich muß der Dampf bei seinem Austritt aus dem Cylinder noch eine Wärmemenge $728 - 138{,}2 = 589{,}2$ Kalorien enthalten.

Allein dieser Dampf geht im gesättigten Zustand ab mit einer Spannung von 0,79 Atm., also einem Wärmegehalt $q + \varrho = 93{,}5 + 501{,}4 = 594{,}9$ Kal. Dieser Werth sollte nun mit dem vorigen übereinstimmen, was nicht der Fall ist. Indessen ist die Differenz $594{,}9 - 589{,}2 = 5{,}7$ Kal. nicht sehr erheblich.

Aus Obigem geht hervor, daß *theoretisch* durch Ueberhitzung des Dampfes Wärme gewonnen wird. In Wirklichkeit verhält es sich jedoch zum Theil anders.

Zunächst muß hervorgehoben werden, daß der überhitzte Dampf eine hohe Temperatur annimmt; daher wird mehr Wärme durch Abkühlung der Dampfleitung und des Dampfcylinders verloren gehen als bei gesättigtem Dampf von gleicher Spannung.

Sodann erfordert die Erzielung von überhitztem Dampf einen besondern Ueberhitzungsapparat, der für starke Ueberhitzung, wie gezeigt werden wird, groß ausfällt, bald zerstört wird und daher eine kostspielige Sache ist.

Endlich ist der überhitzte Dampf der Maschine nicht günstig. Das Fett, womit geschmiert wird, löst sich in der hohen Temperatur auf und wird sogleich fortgeführt. Dadurch greifen sich die reibenden Flächen bald an, veranlassen Undichtheiten, häufige Reparaturen und frühzeitige Abnützung. Es scheint, daß feuchter Dampf wesentlich zur Erhaltung, überhitzter Dampf dagegen zur Zerstörung des Dampfcylinders, Kolbens &c. beitrage.

Dem Carnot'schen Satze (S. 50) sucht man daher in der Praxis nicht durch erhitzten Dampf, sondern durch Anwendung von gesättigtem Dampf von hoher Spannung nachzukommen.

Dritter Abschnitt.

Von der Erzeugung des Dampfes.

Jede Dampfmaschinenlage besteht aus zwei, fast immer getrennten und in verschiedenen Räumen enthaltenen Apparaten. Der eine, der Dampfkessel, dient zur Hervorbringung des Dampfes, der andere, die Dampfmaschine, zur Verwendung desselben, um dadurch eine zweckmäßig wirkende Kraft zu erhalten.

Der erstere hat zwei Haupttheile: 1) die Einrichtung zur Entwicklung der erforderlichen Wärme aus dem Brennmaterial, 2) den Dampfkessel im engern Sinne zur Verwandlung des Wassers in Dampf.

Die Aufgabe bei der Dampferzeugung ist, dem Brennstoff die größtmögliche Menge Wärme zu entziehen und mit den kleinstmöglichen Verlusten dem Kesselwasser zuzuleiten.

I.

Vom Brennmaterial und der Verbrennung.

1. Vom Brennmaterial.

Die Heizung der feststehenden Dampfmaschinen geschieht fast ausschließlich mit Steinkohlen, seltener mit Braunkohlen, Anthracit, Torf, Holz, Gerberlohe, mit Holzkohlen und Kokes fast nie.

Die chemische Zusammensetzung dieser Stoffe ist sehr verschieden, insbesondere der Gehalt an Asche bei Torf, Braunkohlen und Steinkohlen. Die Bestandtheile im trocknen Zustand sind in mittleren Werthen:

	Kohlenstoff.	Wasserstoff.	Sauerstoff und Stickstoff.	Asche.
Holz	0,50	0,05	0,43	0,02
Torf	0,55	0,06	0,31	0,08
Braunkohlen . . .	0,67	0,05	0,20	0,08
Steinkohlen . . .	0,79	0,04	0,12	0,05
Anthracit	0,91	0,03	0,03	0,03

Bei der Verbrennung verbindet sich der Kohlenstoff mit dem Sauerstoff der Luft. Dabei bildet sich bei mattem Verbrennen ohne Flamme Kohlenoxyd (CO) und bei lebhaftem Verbrennen mit Flamme Kohlensäure (CO_2).

Aus 1 Kil. reinem Kohlenstoff entwickeln sich bei der Verbrennung nach Favre und Silbermann, wenn Kohlenoxyd entsteht, 2470 und wenn Kohlensäure entsteht, 8080 Kalorien Wärme.

Wenn Kohle zuerst zu Kohlenoxyd und dieses nachher zu Kohlensäure verbrennt, so muß nach Dulong gleich viel Wärme entstehen, wie wenn der Uebergang direkt stattfinden würde.

Der Wasserstoff ist ebenfalls brennbar; es entwickelt 1 Kil. desselben bei der Verbrennung 34462 Kalorien Wärme. Verbinden sich 8 Gewichtstheile Sauerstoff mit 1 Gewichtstheil Wasserstoff, so entsteht Wasser ohne Wärmeentwicklung. Enthält nun ein Brennmaterial den Wasserstoff und Sauerstoff in diesem Verhältniß, so liefern diese Bestandtheile Wassergas und keine Wärme. In diesem Falle ist z. B. das Holz.

Ist aber mehr Wasserstoff vorhanden, als dieses Verhältniß erfordert, so nennt man den Ueberschuß freien, den andern gebundenen Wasserstoff. Dieser freie Wasserstoff verbrennt mit dem Sauerstoff der Luft und liefert somit Wärme wie der Kohlenstoff.

Hiernach enthält Steinkohle mit der oben angegebenen Zusammensetzung $0{,}12 : 8 = 0{,}015$ gebundenen und $0{,}04 - 0{,}015 = 0{,}025$ freien Wasserstoff. Daher liefert 1 Kil. dieser Steinkohle folgende größte Wärmemenge:

durch den Kohlenstoff	8080 . 0,79	= 6383,2 Kalor.
durch den freien Wasserstoff . .	34462 . 0,025	= 861,5 „
mithin Summe		= 7244,7 „

Die Wärmemenge, welche ein Brennstoff bei vollkommener Verbrennung liefert, heißt Heizkraft. Somit beträgt die Heizkraft der vorstehenden Steinkohle 7244,7 Kalorien.

Bei den Steinkohlen ist das Verhältniß der Bestandtheile sehr verschieden. Gleichwohl nimmt man häufig an, es sei die Heizkraft nahe proportional dem Gewicht der Steinkohle, vermindert um das der Asche.

Nach obiger Zusammensetzung enthält 1 Kil. Steinkohle 0,05 Kil. Asche; daher würde Steinkohle ohne Aschengehalt eine Heizkraft haben gleich

$$7244{,}7 \cdot \frac{100}{95} = 7626 \text{ Kalor.}$$

und Steinkohle mit 0,15 Rückstand eine solche von

$$7626 \,.\, 0{,}85 = 6481{,}2 \text{ Kalor.}$$

Enthält der Brennstoff Wasser, so kann derselbe, wenn die Temperatur hoch genug ist, zersetzt werden in seine Bestandtheile Sauerstoff und Wasserstoff. Der Wasserstoff wird alsdann verbrennen und Wärme liefern. Allein es bedarf zur Zersetzung mindestens ebenso viel Wärme als nachher durch Verbrennung des Wasserstoffs ersetzt werden kann. Ein Gewinn an Wärme wird also nicht gemacht. Daher muß das Gewicht des Wassers bei Ermittlung der Heizkraft in Abzug gebracht werden.

Wenn bei der Verbrennung einzelne Brennstofftheile unverbrannt zurückbleiben, so sind diese vom ganzen Gewicht ebenfalls abzuziehen. Bei der Steinkohlenfeuerung kommen in der That dreierlei solcher Verluste vor: den einen Theil bildet der Rauch, den andern die kleinen Kohlenstücke, welche durch die Roſtspalten in den Aschenraum fallen und den dritten jene Kohlenstücke, welche an den Schlacken haften und beim Reinigen des Rostes mit denselben beseitigt werden. Diese drei Theile sind je nach der Einrichtung und Besorgung sehr verschieden; die beiden letztern betragen jedoch mindestens 0,02 der ganzen Kohlenmasse und können durchschnittlich zu 0,03 bis 0,04 derselben angenommen werden.

Liefert eine Steinkohle 0,10 Asche und 0,04 unverbrannten Rückstand und enthält sie 0,03 Wasser, so werden 0,83 zur Verbrennung gelangen und nach Obigem entwickelt werden

$$7626 \,.\, 0{,}83 = 6331{,}4 \text{ Kalor.}$$

Wäre unter den letzten Voraussetzungen zudem die Verbrennung eine unvollkommene, so daß von den 0,83 Kil. Steinkohlen nur 0,70 zu Kohlensäure, der Rest 0,13 aber zu Kohlenoxyd würde, so müßte die Wärmeentwicklung noch geringer ausfallen. Man erhielte alsdann:

Antheil Kohlenstoff, der zu Kohlensäure wird	0,79 . 0,70 = 0,5430
Antheil Kohlenstoff, der zu Kohlenoxyd wird	0,79 . 0,13 = 0,1027
Antheil an freiem Wasserstoff	0,025 . 0,83 = 0,02075

Mithin die Heizkraft

$$0{,}543 \,.\, 8080 + 0{,}1027 \,.\, 2470 + 0{,}02075 \,.\, 34462 = 5355{,}6 \text{ Kalor.}$$

Man unterscheidet fette, halbfette und magere Steinkohlen. Die fetten heißen auch Backkohlen. Sie brennen mit langer Flamme, entwickeln Rauch und Geruch und da sie leicht zusammenkleben, so ist der Durchzug der Luft durch die Brennstoffschichte erschwert. Sie eignen sich mehr zur Gasbereitung als zur Kesselfeuerung.

Die magern Kohlen sind weniger schwarz und entzündlich als die fetten, kleben nicht zusammen und werden deßhalb bei der Kesselfeuerung gerne verwendet.

Da die Steinkohlen im Allgemeinen in großen Stücken reiner und trockener sind als in kleinen, so sind grobe auch theurer als die feine.

Die Braunkohlen sind, wie die Steinkohlen, durch Zersetzung aus Pflanzen entstanden; jedoch sieht man bei den Braunkohlen noch Spuren der Pflanzenstruktur, während dieß bei Steinkohlen nicht mehr der Fall ist.

Der Torf entsteht durch theilweise Zersetzung von Sumpfpflanzen. Alter Torf ist schwarz, junger hellbraun. Trotz dieses verschiedenen Aussehens ist die Zusammensetzung doch annähernd dieselbe, mit Ausnahme der erdigen Bestandtheile, welche zwischen 0,02 bis 0,30 wechseln. Er hat ein großes Volumen, bedarf daher eines großen Feuerraumes und eignet sich deßhalb wenig zu einer inwendigen Feuerung.

Bei Anthracit ist die Zersetzung der Holzfaser am weitesten vorgeschritten. Er gibt fast gar keine Flamme, ist schwer entzündlich und kann nur da als Brennmaterial verwendet werden, wo die Anfachung eine lebhafte ist. Er liefert eine große Heizkraft.

Holz enthält, wenn es nicht ausgedörrt worden, viel Feuchtigkeit und zwar frisch gefälltes 0,35 bis 0,50 und an der Luft getrocknetes 0,15 bis 0,20 des gesammten Gewichtes. Nach der oben angegebenen Zusammensetzung enthält 1 Kl. trockenes Holz 0,50 Kil. Kohlenstoff; da ferner $0{,}43 : 8 = 0{,}0537$, so enthält es keinen freien Wasserstoff. Die Heizkraft ist daher

für vollkommen trockenes Holz	$8080 . 0{,}50 = 4040$	Kalor.
„ lufttrockenes	„ $4040 . 0{,}80 = 3232$	„
„ frischgefälltes	„ $4040 . 0{,}55 = 2222$	„

Wie es scheint, ist bei gleicher Austrocknung die Heizkraft für alle Holzarten dem Gewichte nach dieselbe; diese steht also, auf das Volumen bezogen, in umgekehrtem Verhältniß zu diesem. Ein Kubikmeter Eichenholz oder Eschenholz muß 2, und Buchenholz über 1½mal so viel Heizkraft haben als Pappelholz.

Gerberlohe wird auch hie und da als Heizmaterial verwendet. Es liefern 1250 Kil. Eichenrinde 1000 Kil. Lohe, welche in Bezug auf die Heizkraft 300 Kil. Steinkohlen gleich kommen.

Es werden auch bisweilen bituminöse Stoffe, wie namentlich Theer, zur Kesselfeuerung verwendet; auch ist die Anwendbarkeit von Petroleum zu diesem Zwecke durch die Versuche, welche Napoleon auf dem Schraubendampfer Puebla vornehmen ließ, sowie durch solche, welche auf amerikanischen Schiffen und französischen Lokomotiven 2c. angestellt wurden, außer Zweifel gestellt.

Harzige und theerhaltige Stoffe werden auch zu Mischungen mit Kohlenstaub (Kohlenklein) benützt, um diesen Theilen Zusammenhang zu geben. Die Mischung wird dann in der Größe und Form von

Backsteinen gepreßt. Solche Formkohlen sind schwer entzündlich und entwickeln leicht Rauch.

Aus der folgenden Zusammenstellung kann entnommen werden:

Die Heizkraft der Brennstoffe.

	Kalorien.		Kalorien.
Anthracit	7600	Koaks, mittl. Qualität	6800
Asphalt	7500	Leuchtgas	11850
Braunkohle, 1. Qualität	5800	Petroleum	7338
" 2. "	4800	Steinkohle, 1. Qual. .	7500
Gerberlohe	2100	" 2. " .	6800
Holz, vollkommen trocken	4040	" 3. " .	6000
" lufttrocken . . .	3200	Torf, lufttr., 1. Qual. .	4200
Holzkohle	7000	" " 2. " .	2800
Kohlenstoff, rein . . .	8080	Wasserstoffgas . . .	34462

2. Luftmenge, welche zur Verbrennung nöthig ist.

Diese Luftmenge wird abhängen von den beiden Bestandtheilen Kohlenstoff und dem freien Wasserstoff, welche im Brennmaterial enthalten sind.

Der Kohlenstoff verbindet sich mit dem Sauerstoff der Luft zu Kohlensäure. Nun besteht die atmosphärische Luft aus 23 Gewichtstheilen Sauerstoff und 77 Gewichtstheilen Stickstoff. Während der Verbrennung verbinden sich 3 Gewichtstheile Kohlenstoff mit 8 Gewichtstheilen Sauerstoff, somit 1 Gewichtstheil Kohlenstoff mit $^8/_3$ Gewichtstheilen Sauerstoff. Allein zu 1 Kil. Sauerstoff sind $^{100}/_{23}$ Kil. Luft, also zu $^8/_3$ Kil. Sauerstoff sind $^8/_3$ mal mehr nöthig. Daher bedarf 1 Kil. Kohlenstoff an Luft

$$\frac{8}{3} \cdot \frac{100}{23} = 11{,}59 \text{ Kil.}$$

Verbrennt gleichzeitig freier Wasserstoff, so verbindet sich 1 Kil. Wasserstoff mit 8 Kil. Sauerstoff, wozu daher folgende Luftmenge erfordert wird

$$8 \cdot \frac{100}{23} = 34{,}78 \text{ Kil.}$$

Enthält nun 1 Kil. Steinkohle 0,80 Kil. Kohlenstoff und 0,03 Kil. freien Wasserstoff, so ist zu dieser Masse folgende Luftmenge nöthig:

für den Kohlenstoff . 0,80 . 11,59 = 9,272 Kil.
für den Wasserstoff . 0,03 . 34,78 = 1,043 Kil.
Somit im Ganzen . . . . . . = 10,315 Kil.

Volumen dieser Luftmenge . $\frac{10{,}315}{1{,}293} = 7{,}978$ Kub.^{m}

Bei Kesselfeuerungen ist jedoch diese Luftmenge annähernd doppelt so groß zu nehmen, einerseits um im Feuerherd allen Kohlentheilen Gelegenheit zur Verbindung mit Sauerstofftheilen zu geben, bevor sie fortziehen und anderseits um eine zu hohe Temperatur im Feuerherd zu verhüten.

Auf diese Weise erhält man folgende Angaben über die zur Verbrennung nöthige Luft:

Auf 1 Kil. Brennstoffe	Kleinste Luftmenge. Kubikm. bei 0° C.	Kil.	Gewöhnliche Luftmenge. Kil.
Holz, vollkommen trocken . .	4,70	6,07	12,14
„ lufttrocken	3,60	4,65	9,30
Torf, trocken	5,64	7,29	14,58
„ 0,20 Wasser	4,51	5,83	11,66
Steinkohle, mittlere Qualität .	8,20	10,60	21,20
Koaks, 0,15 Asche	7,50	9,70	19,40

3. Temperatur im Feuerherd.

Die Wärme, welche der Brennstoff bei der Verbrennung entwickelt, theilt sich der Luft mit, welche sich am Verbrennungsproceß betheiligt. Es ist daher klar, daß die Temperatur im Feuerraum um so mehr erhöht werden muß, je geringer die Menge Luft ist, die zur vollständigen Verbrennung erfordert wird.

Es verbrenne 1 Kil. Brennstoff; sind dazu b Kil. Luft nöthig, so ist das Gewicht des Stoffes, in welchen die Wärme übergeht $= 1 + b$ Kil. Der größte Theil dieses Stoffes ist atm. Luft, deren spec. Wärme $= 0{,}24$; daher wird jene Masse eine Wärmemenge $= 0{,}24\,(1 + b)$ aufnehmen, wenn sie sich um 1^0 erwärmt und eine Wärmemenge $= 0{,}24\,(1 + b)\,t$, wenn sie sich um t Grade erwärmt. Diese Wärmemenge ist daher gleich der Heizkraft H des Brennstoffes. Durch Gleichsetzen dieser Werthe folgt als gesuchte Temperatur t im Feuerraum

$$t = \frac{H}{0{,}24\,(1 + b)} \qquad (30)$$

Könnte hiernach die vollständige Verbrennung mit dem Minimum der Luft erzielt werden, so erhielte man als höchsten Werth der Temperatur

für Steinkohlen . . $t = \frac{7000}{0{,}24\,(1 + 10{,}6)} = 2512^0$

für lufttrockenes Holz $t = \frac{3200}{0{,}24\,(1 + 4{,}65)} = 2312^0$

Mithin würde die Temperatur der Luft während der Verbrennung sich steigern: bei Steinkohlen um 2512, bei Holz um 2312^{0}.

Diese Temperaturen sind so hoch, daß die Kessel- und Ofenwände davon angegriffen werden. Diese ertragen eine Temperatur, die wesentlich höher als 1200^{0} ist, nicht. Daher muß der Werth b so groß genommen werden, daß t auf cirka 1200^{0} heruntersinkt. Man erreicht dieß, wenn etwa doppelt so viel Luft in den Feuerraum gelangt als theoretisch nothwendig wäre (S. 92).

In diesem Fall ist im Feuerherd Ueberschuß an Sauerstoff, daher auch die Möglichkeit vorhanden, daß alle Kohlentheile sich mit Sauerstofftheilen verbinden können. Wo diese Verbindung nicht zu Stande kommt, da ziehen die Kohlentheile unverbrannt aus dem Feuerherd nach dem Kamin. Selbst wenn die Luftmenge doppelt so groß angenommen wird als theoretisch nöthig wäre, so entsteht gleichwohl häufig Rauch und Kohlenoxyd, sei es, daß an einzelnen Stellen des Feuerraumes der Sauerstoff nicht in genügender Menge hinkommt oder daß die zur chemischen Verbindung nöthige Gluthtemperatur fehlt.

Im Vorstehenden ist auf das Wasser, das durch den Brennstoff in den Feuerraum gelangt und in demselben nicht verbrennt, keine Rücksicht genommen. Es leuchtet ein, daß durch solches Wasser die Temperatur im Feuerherd herabgestimmt wird.

Nehmen wir an, es komme auf je 1 Kil. Brennstoff das Gewicht m an Wasser in den Feuerraum und zwar mit einer Temperatur von 0^{0}. Daselbst wird das Wasser unter dem Druck von 1 Atm. in Dampf verwandelt, wozu 637 Kalorien Wärme erforderlich sind, sodann wird sich die Temperatur des Dampfes steigern um t — 100 Grade, wozu nach Hirn eine Wärmemenge 0,5 m (t — 100) nöthig ist. Mithin gehen von den H Kalorien Wärme, welche der Brennstoff entbindet, auf das Wasser über

$$m\,[637 + 0{,}5\,(t - 100)] \tag{31}$$

während ohne das Vorhandensein von Wasser alle Wärme von der Gasmenge 1 + b absorbirt wird.

Ist die Wassermenge m = 0,1 Kil. und wird die Temperatur t im Feuerraum l = 1200^{0}, so beträgt die auf das Wasser übergegangene Wärmemenge nach (31)

$$0{,}1\,[637 + 0{,}5\,.\,1100] = 118{,}7 \text{ Kalorien.}$$

Dieser Betrag ist gegenüber der Heizkraft klein und um so kleiner, je größer diese. Bei Steinkohlen ist H = 7000; hievon machen 118,7 Kalorien nur $^{1}/_{59}$ aus. Mithin nimmt die Temperatur im Feuerraum nur um sehr wenig ab.

4. Wirkungsgrad der Kesselfeuerung.

Unter Wirkungsgrad versteht man hier das Verhältniß zwischen der Wärme, welche nützlich wird und der gesammten entwickelten Wärme.

Nützlich wird derjenige Theil, welcher in das Kesselwasser übergeht und nachher im Dampfe abgeführt wird; verloren sind zwei Theile: erstens diejenige Wärme, welche die heißen Gase noch mitnehmen beim Uebergang nach dem Kamin und zweitens diejenige Wärme, welche die ganze Kesselanlage durch Abkühlung an die Umgebung abgibt.

Es sei t die gesammte entwickelte Wärme, t_1 die Wärme der Gase, mit welcher sie den Kessel verlassen und t_2 die Wärme, welche durch Abkühlung des Kessels, Ofens ꝛc. verloren geht; so ist $t - t_1 - t_2$ die nützliche Wärme. Dividirt man diesen Werth durch t, so erhält man als Wirkungsgrad w der Kesselanlage

$$(32) \qquad w = 1 - \frac{t_1 + t_2}{t}$$

Die Größen t, t_1 und t_2 sind den Temperaturen proportional, welche die Gase im Feuerherd besitzen, beim Verlassen des Kessels mitnehmen und durch Abkühlung verlieren. Man kann daher in Formel (32) unter diesen Größen auch die genannten Temperaturen denken.

Nun wird der Wirkungsgrad groß, wenn der Bruch $\frac{t_1 + t_2}{t}$ klein ausfällt. Daher muß der Nenner groß und der Zähler klein sein.

Es folgt daher, daß die Temperatur im Feuerherd möglichst groß sein soll, gerade so groß, als es die Dauerhaftigkeit des Kessels und Feuerherdes gestatten.

Die Formel (32) verlangt ferner einen kleinen Werth von t_1. Nun sind die heißen Gase derjenige Theil, welcher Wärme abgibt und der Kessel der Theil, welcher Wärme aufnimmt. Der abgebende muß aber eine höhere Temperatur haben als der aufnehmende. Es folgt hieraus, daß die Temperatur der abgehenden Gase höchstens herabsinken kann auf die Temperatur des Kesseltheiles, der zuletzt bestrichen wird. Je höher daher diese Temperatur ist, um so kleiner fällt der Wirkungsgrad aus.

Ist nun ein Kessel vorhanden und wird darin Dampf von hoher Temperatur erzeugt, so muß der Wirkungsgrad verhältnißmäßig ungünstig werden.

Gefäße, in welche das Speisewasser zuerst getrieben wird, um sich darin vorzuwärmen und erst von hier aus in den Kessel zu gelangen, heißen V o r w ä r m e r.

Hat der Kessel zwei Vorwärmer und gelangt das Wasser zuerst

in den einen, von da in den zweiten und von hier in den Kessel; bestreichen die heißen Gase zuerst den Kessel, wo sie sich möglichst stark abkühlen, sodann die Fläche des zweiten und nachher die des dritten Vorwärmers, so treffen sie auf immer kältere Kesseltheile und können sich noch weiter abkühlen, theoretisch genommen, bei richtiger Cirkulation, bis auf die Temperatur des kältesten Theiles des kältern Vorwärmers. Auf diese Weise kann t_1 heruntersinken bis gegen die Temperatur des Speisewassers.

Hiebei wird vorausgesetzt, daß nur so viel Gase nach dem Kamin ziehen, als durch den Feuerherd gehen, d. h. im Feuerherd die Temperatur t besitzen.

Es kommt aber auch vor, daß an einzelnen Stellen hinter dem Feuerherd noch atm. Luft in die Feuerzüge gesogen wird, die sich mit den heißen Gasen mischt; daß kalte Luft durch unbedeckte Stellen des Rostes, z. B. auf der hintern Seite desselben, zu den heißen Gasen gelangt, ohne an der Verbrennung Antheil zu nehmen u. s. w. Solche Luft wird erwärmt werden und mit der Temperatur t_1 wie alle andern Gase nach dem Kamin ziehen. Dadurch wird der Wärmeverlust in gleichem Maße erhöht, in welchem auch das Gasgewicht zugenommen hat.

Es gelangt auch bisweilen Wasser in die Züge durch Undichtheiten, Grundwasser 2c. Dieses Wasser wird unter der hohen Temperatur der Gase verdampfen, durch das Kamin abziehen und Wärme mitnehmen.

Endlich soll möglichst wenig Wärme durch Abkühlung verloren gehen. Es sind daher Kessel, Ofen und alle Theile desselben möglichst warmhaltend anzulegen und es ist auch die ganze Feuerungsanlage in ein Lokal zu stellen mit kleiner Oberfläche, welche die Wärme schlecht leitet. Vor Allem ist eine beständige Strömung von Luft, welche am Kessel oder Ofen Wärme aufnimmt und durch Oeffnungen in den Wänden oder dem Dache abführt, zu vermeiden.

Es sei, um ein erstes Beispiel zu geben, die Temperatur im Feuerherd 1200°, die beim Uebergang ins Kamin 220° (ohne Vorwärmer) und die der Abkühlung entsprechende 50°, so ist der Wirkungsgrad

$$w = 1 - \frac{220 + 50}{1200} = 0,775$$

d. h. es gehen von der entwickelten Wärme $77\frac{1}{2}$ Procent in das Kesselwasser über und $22\frac{1}{2}$ Procent sind verloren.

In einem zweiten ungünstigen Fall sei die Temperatur $t = 900°$; ferner $t_1 = 350°$ und $t_2 = 80°$; sodann trete noch zu den heißen Gasen $\frac{1}{5}$ kalte Luft hinzu (zwischen dem Feuerherd und der Stelle, wo die Gase den Kessel verlassen), so wird die abgehende Wärme durch

diesen Luftzutritt im Verhältniß von 350 zu 350 . $\frac{6}{5}$ = 420 steigen. Hier wird der Wirkungsgrad

$$w = 1 - \frac{420 + 80}{900} = 0{,}445$$

daher nimmt das Kesselwasser nur $44\frac{1}{2}$ Procent der gesammten Wärme auf.

5. Dampfmenge auf 1 Kilogramm Brennstoff.

Die Dampfmenge, welche 1 Kil. Brennstoff hervorbringen kann, hängt ab von der Heizkraft des Brennstoffes, vom Wirkungsgrad der Kesselfeuerung, der Temperatur des Speisewassers und derjenigen Temperatur, bei welcher die Verdampfung eintritt.

Beträgt die Heizkraft der Steinkohle 7000 Kalorien und ist der Wirkungsgrad der Kesselfeuerung = 0,70; so gehen 7000 . 0,70 = 4900 Kalorien in das Kesselwasser über. Verdampft dasselbe bei 5 Atm. Druck, so enthält jedes Kil. 653 Kalorien Wärme; wird das Wasser mit 20^0 Temperatur in den Kessel gespiesen, so bedarf jedes Kil. einen Zuschuß an Wärme = 653 — 20 = 633 Kalorien. Daher wird 1 Kil. dieser Steinkohlen eine Wassermenge in trockenen Dampf überführen gleich

$$\frac{4900}{633} = 7{,}74 \text{ Kil.}$$

Es sei nun allgemein H die Heizkraft und w der Wirkungsgrad, so werden w H Kalorien nützlich. Bezeichnet q_1 die Flüssigkeitswärme des Speisewassers, q die des Wassers im Augenblick der Verdampfung, r die Verdampfungswärme und m das Gewicht Dampf, der in 1 Kil. der abziehenden Dampfmischung enthalten ist; so bedarf 1 Kil. der Mischung einen Wärmezuschuß = $q - q_1 + m r$. Daher liefert 1 Kil. Brennstoff folgendes Gewicht S an feuchtem Dampf

$$S = \frac{w H}{q - q_1 + m r} \tag{33}$$

Die Menge an feuchtem Dampf wird hiernach groß, wenn H, w, q_1 groß und q, m klein sind.

Es sei wie im letzten Beispiel H w = 4900 und $q_1 = 20$; ferner für Dampf von 5 Atm. q = 153 und r = 500; so wird, wenn 0,30 Wasser im Dampfe enthalten sind, die Größe m = 0,70; daher

$$S = \frac{4900}{153 - 20 + 0{,}7 \,.\, 500} = 10{,}14 \text{ Kil.}$$

Dieses Gewicht ist erheblich größer als 7,74 Kil. von trockenem Dampf, der unter sonst gleichen Umständen entsteht.

Wenn daher die Menge s der verdampften Mischung groß ausfällt, so kann bei gegebener Temperatur des Speisewassers und des Kesselwassers nicht unmittelbar auf eine hohe Heizkraft des Brennstoffs oder einen hohen Wirkungsgrad der Kesselanlage geschlossen werden; sondern es kann vermuthet werden, es sei der Wassergehalt des Dampfes ein großer.

Um Vergleichungen über das Verdampfungsvermögen der Kessel anstellen zu können, reducirt man die Temperatur des Speisewassers auf 0^0 und feuchten Dampf auf trocknen.

Ein Kessel liefere z. B. 7,74 Kil. Dampf mit 0,20 Wassergehalt per 1 Kil. Steinkohle, und bei 5 Atm. Druck und 30^0 Temperatur des Speisewassers. Wie viel trockenen Dampf gibt die nämliche Wärmemenge bei demselben Druck, wenn die Temperatur des Speisewassers 0^0 hat?

Dem Kesselwasser müssen per 1 Kil. zugeführt werden:

a) Mischung.... $q - q_1 + mr = 153 - 20 + 0{,}80 . 500 = 533$ Kalor.
b) trockner Dampf $q + r = 153 + 500 = 653$ „

Daher werden an trocknem Dampf nur geliefert:

$$7{,}74 . \frac{533}{653} = 6{,}32 \text{ Kil.}$$

Für eine Temperatur des Speisewassers von 0^0 und einen Dampfdruck von 5 Atm. erhält man folgendes

Gewicht trocknen Dampfes per 1 Kil. Steinkohle.

Heizkraft.	Für die Wirkungsgrade.			
	0,80	0,70	0,60	0,50
7500	9,80	8,04	6,86	5,73
7000	8,57	7,72	6,43	5,36
6500	7,96	6,97	5,97	4,98
6000	7,35	6,43	5,51	4,59

Mit Hülfe der vorstehenden Formel (33) kann der Wirkungsgrad einer Dampfkesselanlage bestimmt werden, wenn die Größen H, q, q_1, r und s mit Sicherheit ermittelt werden können. Daher dient diese Formel auch dazu, den Einfluß der verschiedenen Kesselsysteme, der Größe und Lage der Heizfläche, der Anlage der Züge, der Form und Größe der Rostfläche, des Kesselsteines, des Rußes, der Einhüllung, der starken oder schwachen Inanspruchnahme, der Heizmethode 2c. zu bestimmen. Es sind manche Versuche dieser Art vorgenommen worden, so von Wicksteed in London im Jahre 1841, von Cavé in Paris in den Jahren 1843 und 1844, der Mülhauser Industriegesellschaft im Jahr 1859 u. A.

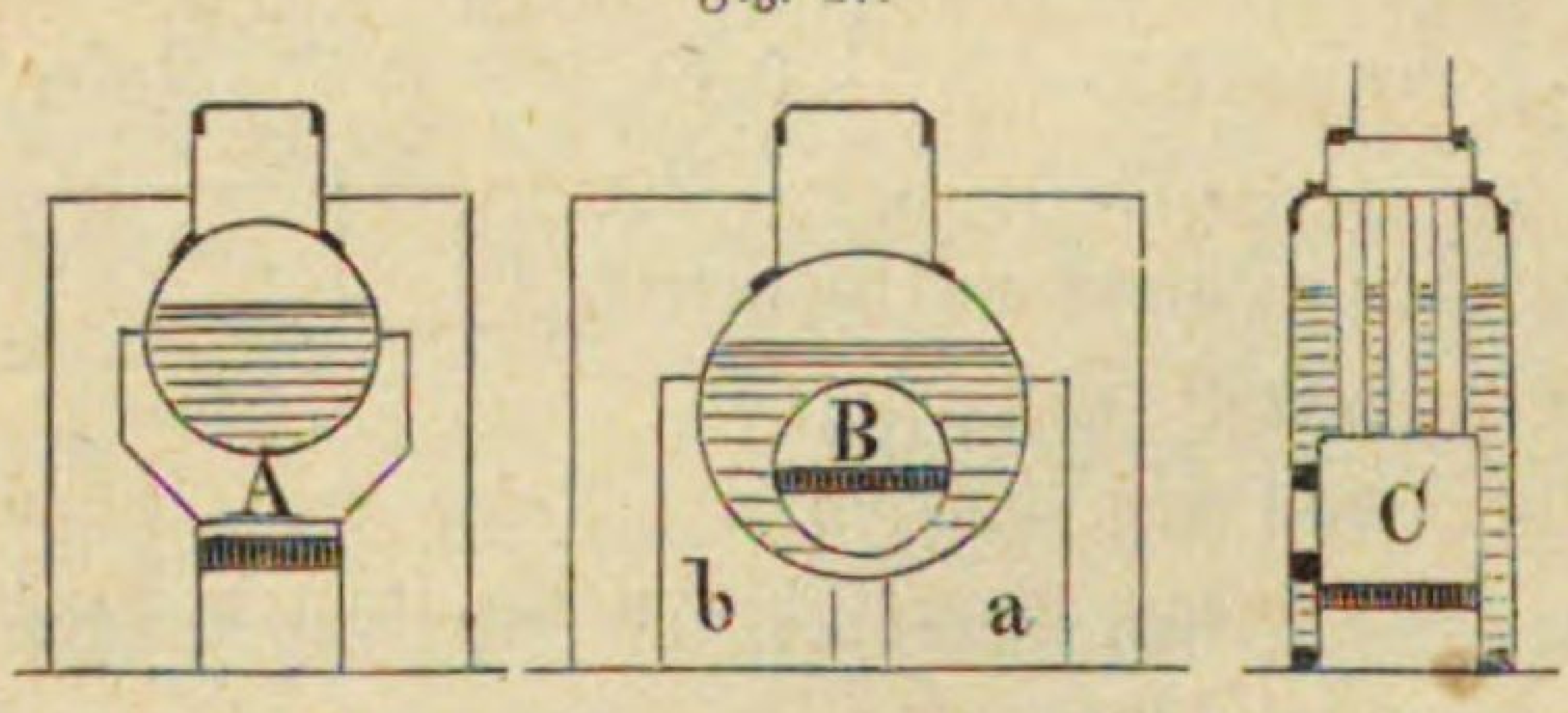
II.

Von der Feuerungsanlage.

1. Vom Feuerherd und Roste.

Der Feuerherd nimmt den vorderen unteren Theil der Kesselanlage ein und wird durch den Rost der Höhe nach in zwei Abtheilungen getheilt. In der oberen derselben findet die Verbrennung des auf den Rost aufgegebenen Brennmaterials statt und heißt deßhalb Feuerraum; die untere ist der Aschenfall, der zur Aufnahme der unverbrannten Rückstände, sowie zur Zuführung der Luft dient, welche die Verbrennung unterhalten soll. Der Feuerherd liegt entweder außerhalb des Kessels (Fig. 17), wie bei A, oder innerhalb desselben wie bei B und C. Im erstern Fall heißt die Feuerung eine äußere, in den beiden letztern Fällen eine innere.

Fig. 17.

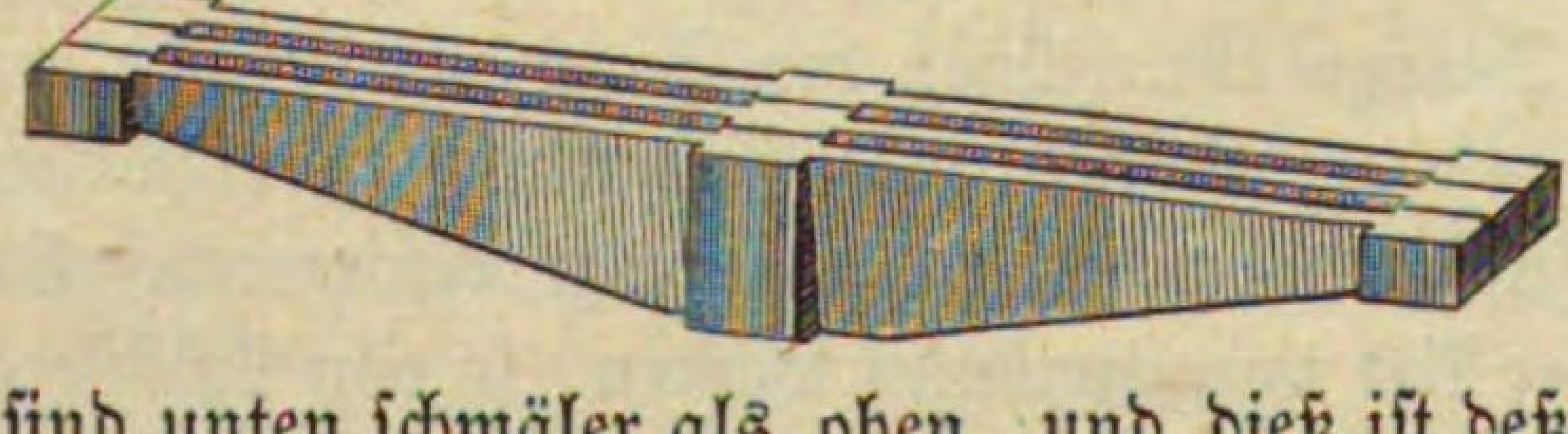


Zu jeder äußern Feuerung gehört ein Ofen; mit der innern kann ein Ofen verbunden sein wie bei B, oder auch nicht wie bei C. Der Ofen bildet nicht nur eine Einhüllung des Kessels, sondern enthält entweder ganz, wie bei A, oder theilweise, wie bei B, die Feuerungszüge, längs welchen die Gase sich bewegen, bis sie ins Kamin gelangen. Dabei führen diese Züge immer der Kesselfläche nach.

Derjenige Theil der Kesselfläche, der von den heißen Gasen bestrichen wird, heißt Heizfläche. Wo ein Ofen vorhanden, bildet die Heizfläche die eine, der Ofen die anderen Wände der Züge. Wo der Ofen fehlt, wie bei C, sind die Züge ganz umschlossen von der Heizfläche; dagegen wird kein Theil der äußern Kesselfläche als Heizfläche verwendet.

Der Rost besteht aus lose neben einandergelegten, gußeisernen Stäben von der beistehenden Form (Fig. 18). Zwischen den einzelnen Stäben sind Spalten oder Fugen ausgespart, welche die Verbindung des Feuerraums mit dem Aschenfall vermitteln.

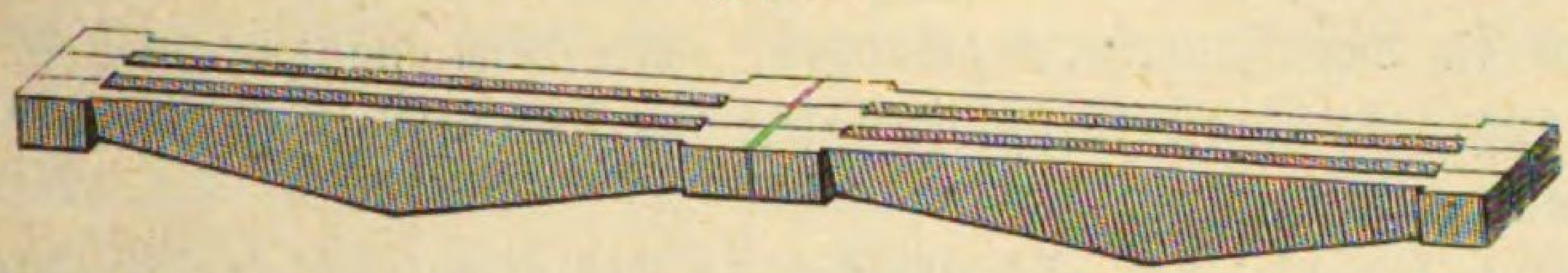
Fig. 18.



Die Roststäbe sind unten schmäler als oben, und dieß ist deßhalb von Wichtigkeit, weil dadurch einerseits das Eindringen der zur Verbrennung nöthigen Luft, andrerseits das Reinigen des Rostes erleichtert wird. Ist der Rost sehr lang, so bringt man mehrere Reihen Roststäbe hinter einander an, wie

Fig. 19 zeigt; doch soll die Länge des Rostes 2^{m} nicht übersteigen, damit das Aufgeben des Brennmaterials nicht zu sehr erschwert wird. Die Verstärkung in der Mitte jedes einzelnen Stabes (Fig. 19) kann

Fig. 19.

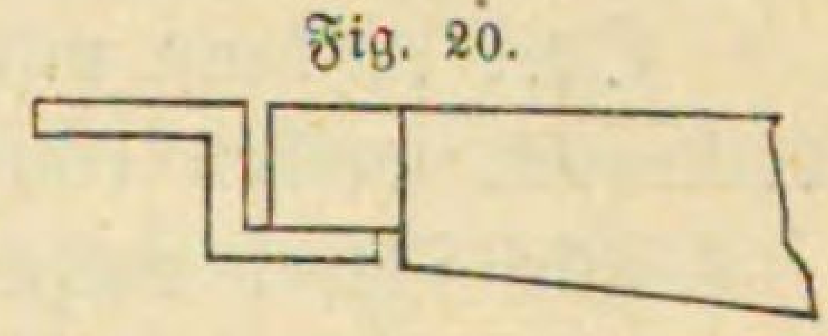


dann in der Regel in Wegfall kommen, weil der Rost durch die Auflagerung in der Mitte schon Festigkeit genug erhält.

Die Roststäbe werden an ihren Enden auf eiserne, meistens gußeiserne Traversen gelegt (Fig. 20).

Eine Einmauerung der Roststäbe in der Ofenwand ist nicht thunlich, weil sich dieselben nicht würden ausdehnen können, vielmehr muß zwischen den Enden der Roststäbe und den vertikalen Ofenwänden noch ein kleiner Zwischenraum bleiben. Damit aber die Stäbe beim Reinigen nicht in den Aschenfall niederfallen können, müssen ihre Enden auf dem horizontalen Absatz der Ofenwand weit genug aufliegen; in der Regel genügt hierzu bei kürzern Stäben $^{1}/_{20}$, bei längeren $^{1}/_{25}$ der Rostlänge.

Fig. 20.



Die Breite der Rostfugen hängt hauptsächlich von der Beschaffenheit des angewendeten Brennmaterials ab. Bei fetten, stark backenden Steinkohlen, sowie bei Koaks kann man sie breiter nehmen als bei magern Steinkohlen oder bei Kohlenklein, weil bei den letztern Brennstoffen eher unverbrannte Stücke durch die Rostspalten fallen als bei den erstern.

Die Breite der Stäbe selbst macht man möglichst klein, damit die Verbrennungsluft an möglichst vielen Punkten mit dem Brennmaterial in Berührung komme.

Passende Dimensionen gibt folgende Zusammenstellung:

	Spaltenbreite.	Stabbreite.	Verhältniß der Rostöffnungen zur ganzen Rostfläche.
Steinkohlen, fett	7^{mm}	21^{mm}	$^{1}/_{4}$
Steinkohlen, mager	5	15	$^{1}/_{4}$
Kohlenklein . . .	4	12	$^{1}/_{4}$
Koaks	9	27	$^{1}/_{4}$
Holz, Torf . . .	6	24	$^{1}/_{5}$

Ingenieur Mehl in Augsburg hat für magere Steinkohlen und Kohlenklein einen Rost konstruirt mit sehr kleinen Roststäben, denen er 2^{mm} Spaltenweite und 5^{mm} Dicke gibt. Dieser Rost hat sich vorzüglich bewährt.

Die Größe der Rostfläche ergibt sich aus der Brennstoffmenge, welche per Stunde darauf verbrennt werden soll, auf folgende Weise.

Die Luft soll mit einer gewissen Geschwindigkeit durch die Rostspalten in den Feuerherd gelangen. An den engsten Stellen dieser Oeffnungen kann die Geschwindigkeit für stationäre Kessel zu $1{,}3^m$ angenommen werden.

Nun bedarf 1 Kil. Steinkohlen 16 Kub.^{m} kalte Luft. Damit diese Luftmenge per Stunde durch die Rostspalten streiche, muß der kleinste Querschnitt der Oeffnungen sein

$$\frac{16}{1{,}3\,.\,3600} = 0{,}0035\,\square^m$$

Damit daher 100 Kil. Steinkohlen verbrennen können, muß der Querschnitt der Rostspalten $0{,}35\,\square^m$ sein.

Oder es kann mit $1\,\square^m$ Rostspaltenöffnung eine Steinkohlenmenge verbrannt werden $100 : 0{,}35 = 285$ Kil.

Für schwer entzündliche Brennstoffe, wie Anthracit und Koaks, muß die Eintrittsgeschwindigkeit größer, für leicht entzündliche, wie Holz und Torf, kann sie kleiner als $1{,}3^m$ sein.

Nimmt man das Verhältniß zwischen der Breite der Oeffnungen und der Stabdicke an wie oben angegeben, so erhält man folgende mittlere Werthe:

	Rostfläche per 100 Kil. Brennstoff.	Brennstoffmenge per $1\,\square^m$ Rostfläche.
Steinkohlen . .	$1{,}4\,\square^m$	70 Kil.
Koaks, Anthracit	0,8	125
Holz, Torf . .	1,0	100

Häufig wird die Rostfläche in Bruchtheilen der Heizfläche angegeben. Verbrennen auf $1\,\square^m$ Rostfläche in der Stunde 70 Kil. Steinkohlen, liefert ferner 1 Kil. Steinkohlen 7 Kil. Dampf, so entstehen dabei 7 . 70 Kil. Dampf. Vermag endlich $1\,\square^m$ Heizfläche 13,3 Kil. Dampf per Stunde zu produciren, so ist das Verhältniß

$$\frac{\text{Rostfläche}}{\text{Heizfläche}} = \frac{13{,}3}{7\,.\,70} = \frac{1}{37}$$

Dieses Verhältniß richtet sich indessen nach der Stärke des Zuges und der Größe des Kessels. Man kann dasselbe wie folgt annehmen:

	Starker Zug.	Mittlerer Zug.	Schwacher Zug.
Kleine Kessel . .	$\frac{1}{35}$	$\frac{1}{23}$	$\frac{1}{15}$
Mittlere Kessel .	$\frac{1}{60}$	$\frac{1}{35}$	$\frac{1}{21}$
Große Kessel . .	$\frac{1}{60}$	$\frac{1}{40}$	$\frac{1}{23}$

Es ist zweckmäßig, die Höhe der Roststäbe groß zu machen. Sie kühlen sich dadurch, besonders auf der untern Seite, mehr ab durch die Luft, wodurch die Verkrümmung der Stäbe verhindert wird.

Um die Roststäbe gegen das Verbrennen zu schützen, sind verschiedene Mittel in Vorschlag gekommen. Man gibt ihnen oben eine Hohlkehle; die in derselben sich ansammelnde Asche verhindert als schlechter Wärmeleiter die Mittheilung der Hitze in den glühenden Kohlen an das Material der Roststäbe. Oder man schleift die obere Fläche ab und vermindert so durch die Beseitigung der Unebenheiten die Aufnahmequellen der Wärme. Bei der in Fig. 21 dargestellten Form fängt sich ein Theil der durch den Aschenfall zuströmenden Luft in der unten angebrachten Höhlung, kühlt dadurch den Stab von unten ab und tritt dann, selbst angewärmt, durch Seitenschlitze an den Enden des Stabes über den Rost. Denselben Zweck erreicht man auch dadurch, daß man den Roststab hohl formt und in die Höhlung ein schmiedeeisernes Rohr (Fig. 22) eingießt, welches die im Aschenraume aufgefangene kalte Luft nach dem Feuerraum leitet. Man hat sogar dergleichen hohlen Stäbe benutzt, um die Abkühlung vermittelst Wasser zu bewirken, das man dann weiter zur Speisung des Kessels verwendet hat.

Fig. 21.

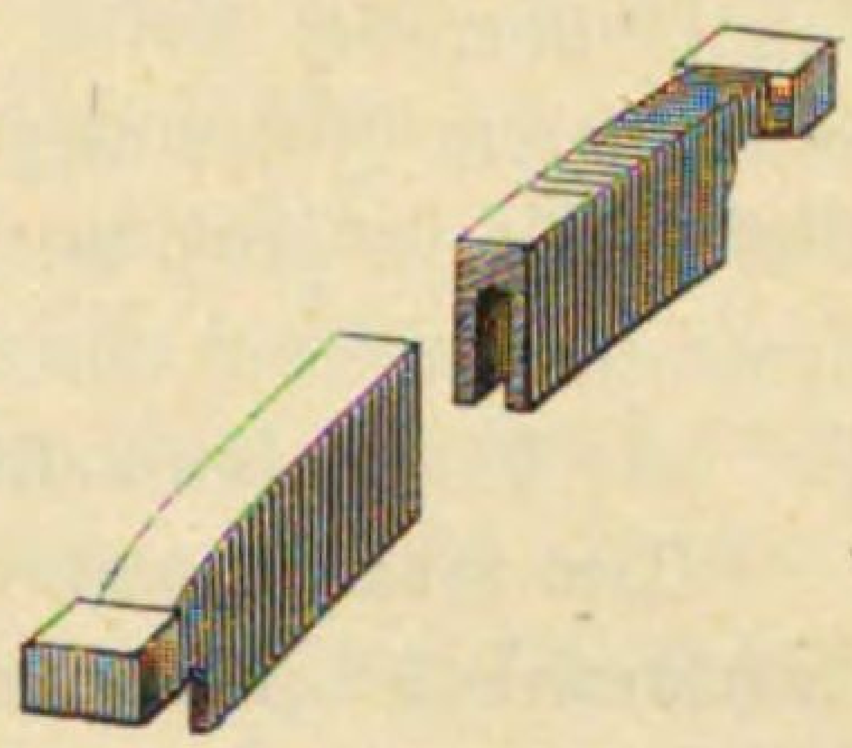


Fig. 22.



Allein alle diese Mittel taugen wenig oder nichts. Sie sind meistens Künsteleien, welche, einmal angewendet, bald wieder aufgegeben werden, um der einfachen, gewöhnlichen Form des Roststabes Platz zu machen.

Der Heizer soll nämlich das Verbrennen der Stäbe verhüten. Er erreicht das, wenn er den Rost zu rechter Zeit reinigt und jeweilen dafür sorgt, daß die Luft an allen Stellen durch die Rostöffnungen in die Brennstoffschichte gelangen kann. Dieser ununterbrochene, gleichförmige Luftzug ist es, welcher die Stäbe auf die Dauer erhält.

Die Roststäbe bilden der großen Mehrzahl nach mit ihren obern Kanten eine Ebene. In diesem Fall heißt der Rost Planrost. Man legt ihn gewöhnlich horizontal. Eine schwach nach hinten geneigte Lage kommt indessen auch bisweilen vor, besonders bei Kesseln mit innerer Feuerung.

Wie nun auch die Rostfläche angeordnet sein mag, ob wagrecht oder geneigt, ob in einer ununterbrochenen Ebene oder in mehreren getrennten, neben oder untereinander liegenden wie beim Treppenrost (S. 118) oder sonst wie, so gelten die vorstehenden Principien über den Luftzutritt 2c. doch.

Hinter dem Rost liegt die sog. **Feuerbrücke**, eine aus feuerfesten Steinen aufgemauerte, vertikale Wand, welche den Zweck hat, die Brennstoffschichte nach hinten abzugrenzen und zu verhindern, daß nicht Theile derselben in die Züge gelangen. Sie braucht nicht erheblich höher als die Brennmaterialschicht auf dem Roste zu sein, und es ist sogar zweckmäßig, sie niedrig zu machen, damit der Querschnitt des Feuerkanals über der Brücke nicht zu sehr verengt und, was hiermit in unmittelbarem Zusammenhange steht, die Geschwindigkeit der abziehenden Gase nicht zu groß werde. Aus demselben Grunde dürfte es auch angemessen sein, die obere Fläche der Feuerbrücke eben zu machen, statt sie, wie häufig koncentrisch mit der Kesselwand zu formen.

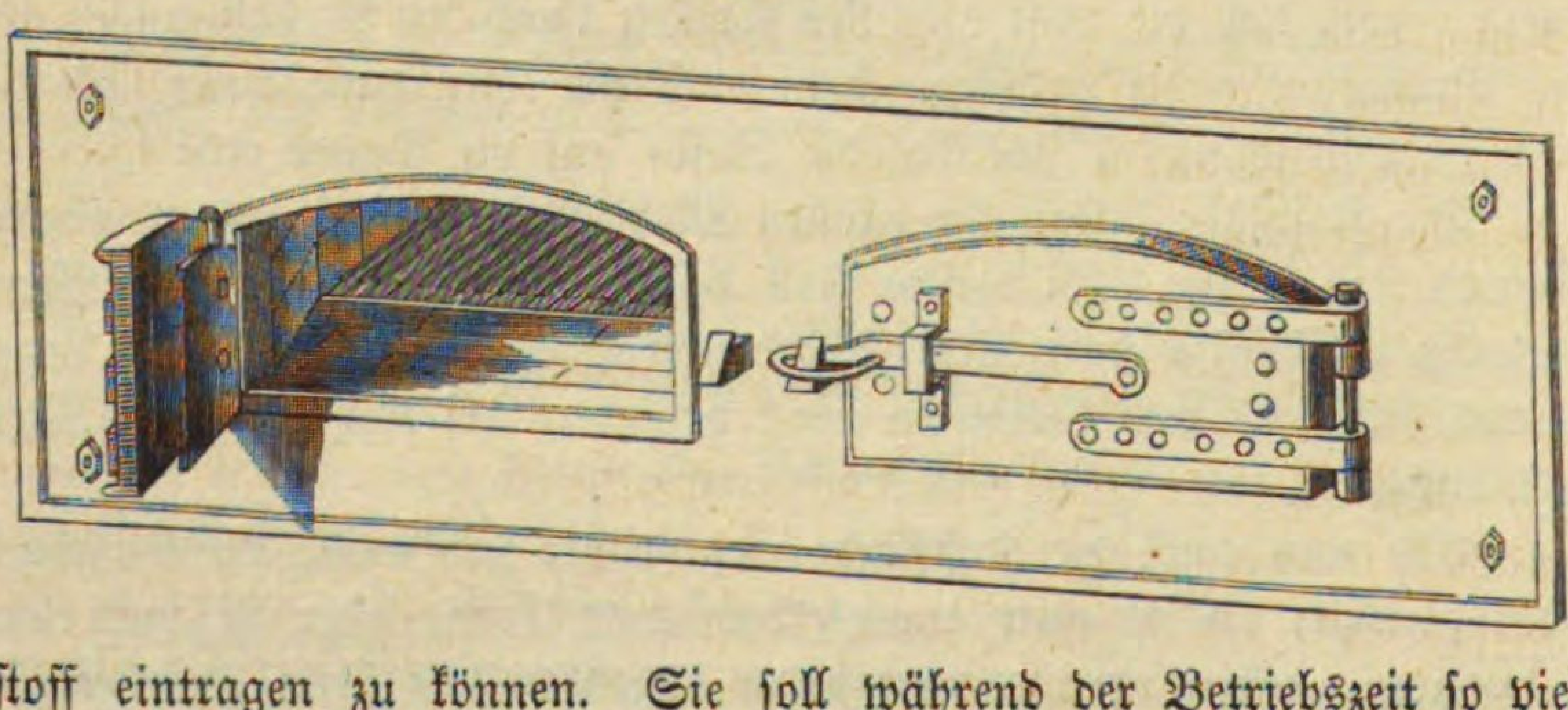
Der **Feuerraum** über dem Rost soll groß genug sein, um das Schüren des Feuers und die Entwicklung der Flamme zu gestatten. Bei der innern Feuerung ist er bedingt durch das Feuerrohr oder die Feuerbüchse (Fig. 17, B und C); diese aber wieder durch die Dimensionen des Kessels. Es gibt Feuerrohre von 0,4 bis $0{,}9^m$ Durchmesser. In den erstern erhält der Raum über dem Rost nur eine Höhe von 0,2, im letztern von $0{,}45^m$. In beiden kann eine gleich gute Verbrennung stattfinden.

Es folgt hieraus, daß auch bei der äußern Feuerung der Feuerraum nicht zu hoch angelegt werden soll. Man nimmt gewöhnlich an:

	Dicke der Brennstoffschichte.	Abstand des Rostes vom Kessel.
für Steinkohlen	$0{,}08 - 0{,}12^m$	$0{,}20 - 0{,}45^m$
„ Koaks . .	0,15 — 0,20	0,30 — 0,50
„ Holz, Torf	0,20 — 0,25	0,30 — 0,55

Die **Ofenthüre**, von welcher Fig. 23 ein Bild gibt, soll dazu dienen, um das Feuer schüren, den Rost reinigen und neuen Brenn-

Fig. 23.



stoff eintragen zu können. Sie soll während der Betriebszeit so viel möglich geschlossen sein; denn so oft sie geöffnet wird, strömt frische Luft über die Kohlen ein und erkältet das Feuer, was um so schäd-

licher ist, da sie weit freier und geschwinder als unter dem Rost einzieht. Das Aufschütten darf daher nicht zu oft geschehen, und jedesmal ist die möglichste Beschleunigung zu empfehlen. Zuweilen versieht man die Thür mit einer kleinen Oeffnung, um, ohne sie zu öffnen, den Zustand des Feuers beobachten zu können.

Ferner ist darauf zu sehen, daß die Thüre keine Luft und möglichst wenig Hitze durchlasse. Thüren von Blech sind daher verwerflich, weil sie zu dünn sind und schlecht schließen. Besser sind in Kloben hängende, gußeiserne Thüren. Einige bringen Fallschieber an, die in Fugen laufen und mittelst eines Gegengewichts leicht gehoben und herabgelassen werden können. Damit die Thüre weniger Wärme durchlasse, ist es gut, die innere Seite mit Backsteinen zu bekleiden oder, wie der Durchschnitt in Fig. 23 zeigt, doppelte Wandungen anzubringen, deren Zwischenraum mit Asche ausgefüllt werden kann. Auch sollte die Thüre von dem Rost mindestens 0,2^{m} entfernt sein.

Der Aschenfall muß gehörig tief und breit, auch mit einer weiten Einmündung versehen sein, damit die Luft ungehindert durch denselben durchströmen kann. Die in denselben niederfallenden Rückstände der Verbrennung müssen rechtzeitig entfernt werden, damit sie die durchziehende Luft nicht zu stark erwärmen; denn wenn man der Luft vor ihrem Eintritt in die Rostfugen Gelegenheit gibt, sich zu erhitzen, so entsteht der doppelte Nachtheil, erstens daß durch die Volumvermehrung weniger Luft durch die Rostspalten tritt, also die Verbrennung leidet und zweitens, daß die Roststäbe rasch verbrennen. Um diesem Uebelstande vorzubeugen, wird öfters Wasser auf den Boden des Aschenraumes gebracht. Dieses Wasser löscht die herabfallenden Kohlentheile aus und kühlt die darüber wegstreichende Luft ab oder sättigt sie mit Wasserdunst, welcher auf die Roststäbe abkühlend wirkt.

Der Aschenraum soll nach vorn eine Thüre haben, um damit den Raum während der Zeit, da der Kessel außer Betrieb steht, schließen zu können. Ist diese Thüre sowie auch die Ofenthüre geschlossen, so wird die Cirkulation der Gase in den Feuerzügen und der Luft im Kesselhause unterbrochen und damit die Abkühlung des Kessels beschränkt.

2. Von den Feuerkanälen.

Die Flamme über dem Roste trifft zuerst einen Theil der Kesselfläche, welcher direkte Heizfläche heißt. Von da bestreichen die heißen Gase den übrigen Theil der Heizfläche, welcher indirekte Heizfläche genannt wird und zwar längs einem oder mehrerer Kanäle oder Züge, Fig. 17, A, B, C. Dabei werden sie um so mehr abgekühlt,

je größer die Fläche ist, mit der sie in Berührung kommen und je länger die Berührung dauert. Bei der Anlegung solcher Züge gelten folgende Principien.

Die Heizfläche soll überall mit Wasser belegt sein, damit sie nicht glühend werden kann. Die Oberfläche des Wassers im Kessel berührt die Kesselfläche längs wagrechten Linien, die man Wasserlinien nennt. Diese Wasserlinien steigen und sinken mit dem Wassergehalt im Kessel; sie sollen jedoch nicht über eine bestimmte Grenze hinuntergehen. Die obern Kanten der Feuerkanäle liegender Kessel, Fig. 17, A, B, bilden ebenfalls wagrechte Linien, Feuerlinien genannt, die unter der tiefsten Grenze der Wasserlinien anzubringen sind. Bei Kesseln mit innerer Feuerung, ohne Ofen, wie in Fig. 17, C, werden die Züge ganz aus Blechkanälen, eisernen Röhren 2c., die einen Theil der Heizfläche ausmachen, gebildet. Hier kann von einer bestimmten Feuerlinie mit fester Lage in obigem Sinne nicht die Rede sein, sondern man muß annehmen, sie falle jeweilen mit der Wasserlinie zusammen. Gehen dann die heißen Gase über die Wasserlinie hinauf, so sollen sie bereits so weit abgekühlt sein, daß eine gefährliche Erhitzung der Kesselfläche, welche sie noch berühren und welche dem Dampfraum angehört, nicht möglich ist.

Die Querschnitte der Kanäle sollen genügend groß sein, damit die heißen Gase sich nur mit mäßiger Geschwindigkeit, z. B. mit $1^1/_2$—4^m, bewegen müssen. Man macht daher den Querschnitt der Züge $1^1/_2$mal so groß als den Querschnitt der Luftspaltenöffnungen oder ebenso groß als den oberen Querschnitt des Schornsteins; ja es dürfte sogar, wenn die übrigen Umstände es gestatten, zweckmäßig sein, den Querschnitt noch größer zu nehmen, um die Geschwindigkeit der durchströmenden Gase möglichst herabzuziehen und denselben mehr Gelegenheit zur Mittheilung ihrer Wärme an die Kesselwand zu geben. Man hat um so mehr Ursache, einen möglichst großen Querschnitt der Züge anzuwenden, als die Feuerluft eine höhere Temperatur hat und folglich ein großes Volumen einnimmt. Nimmt man die Temperatur der abziehenden Gase über der Feuerbrücke zu 900° und beim Austreten nach dem Schornstein zu 220° an, so ist das Volumen eines gleichen Gewichts über der Feuerbrücke 4,3 und beim Uebergang nach dem Schornstein 1,8mal so groß als zwischen den Roststpalten, und es muß daher bei gleichen Querschnitten auch die Geschwindigkeit über der Brücke 2,4mal so groß, als nach dem Schornstein sein. Und wenn man dem Zuge den $1^1/_2$fachen Querschnitt der Rostspaltenöffnungen gibt, so ist immer noch die Geschwindigkeit unter der Brücke 4,3 : 1,5 = 2,87mal und nach dem Schornstein 1,8 : 1,5 = 1,2mal größer als zwischen den Rostspalten.

Züge mit möglichst großem Querschnitt veranlassen wenig Reibung und wenig Verluste an lebendiger Kraft durch plötzliche Richtungsänderungen, Querschnittsänderungen u. s. w., bedürfen daher auch keiner hohen Temperatur im Schornstein, um die Cirkulation zu bewirken.

Wenn die Kanalquerschnitte bei Kesseln mit Oefen groß angenommen werden, so bestreichen die heißen Gase das Ofenwerk längs einer großen Oberfläche; diese wird daher auch viel Wärme aufnehmen und durch die Ofenwände abführen. Enge Züge bewirken bei allen Kesseln einen großen Verlust an Wärme durch den Schornstein; weite Züge veranlassen bei Ofenkesseln große Verluste durch Abkühlung. Daher sollten bei den letztern Kesseln beide Verluste so kombinirt werden, daß ihre Summe ein Minimum wird.

Sind mit dem Hauptkessel noch Vorwärmer verbunden, so sollen die heißen Gase die Oberfläche in einer Richtung bestreichen, welche entgegengesetzt ist der Strömungsrichtung des Wassers. Das Speisewasser tritt nämlich (S. 95) am einen Ende des Vorwärmers ein, durchfließt denselben, gelangt am andern Ende in den zweiten Vorwärmer, durchströmt diesen 2c. und kommt zuletzt in den Kessel. Wenn nun die Gase in entgegengesetzter Richtung den Vorwärmern entlang sich bewegen, so herrscht Stetigkeit in der Abnahme der Differenz, welche die Temperaturen der Gase und des Wassers an jeder Stelle besitzen. Auf diese Weise beginnen die Gase ihre Bewegung am wärmern Ende des Vorwärmerrohres und bewegen sich gegen das kältere hin; sie verlassen daher den kältesten Theil der Kesselanlage beim Schornstein und können sich daher auch stärker abkühlen als bei jeder andern Cirkulationsweise.

Die Züge sollen bei jedem Kesselsystem so angelegt sein, daß sie bequem von Ruß und Asche gereinigt werden können. Wo diese Reinigung wegen unbequemer Konstruktion zeitraubend und mühsam ist, da unterbleibt sie häufig oder wird nicht recht besorgt, zum großen Schaden des Eigenthümers. Es müssen daher die nöthigen Vorkehren getroffen sein, damit die Züge freigelegt und mit Reinigungswerkzeugen befahren werden können.

Bei Kesseln mit Ofenwerk sollen die Wände, welche zwei Züge trennen, wie beim Kessel B, Fig. 17, die Züge a, b, solid erstellt werden, damit sie nicht leicht durchbrechen. Würde z. B. die Scheidewand zwischen a und b auf der hintern Seite eine Oeffnung erhalten, gerade am hintern Ende der Feuerröhre, so würden die heißen Gase, nachdem sie die Feuerröhre B durchstrichen haben, nicht mehr in den zweiten Zug a und von da nach dem dritten b gelangen, sondern sofort durch jene Oeffnung nach dem Schornstein ziehen. Es würden also auch die Heizflächen im zweiten und dritten Zug nicht mehr erwärmt, die Gase also

mit hoher Temperatur abziehen. Allein bei aller Solidität, welche diese Wände haben sollen, dürfen sie jedoch nicht zu dick sein; denn sie decken einen Theil der Kesselfläche, der hiedurch nicht mehr zur Heizfläche gerechnet werden kann. Mithin verringern allzudicke Scheidewände die Heizfläche und damit auch den Wirkungsgrad des Kessels. Solche Scheidewände sind aus dauerhaften, feuerfesten Backsteinen zu erstellen; ebenso sind die Wände des Ofens, welche einer höhern Temperatur ausgesetzt sind, feuerfest zu verkleiden.

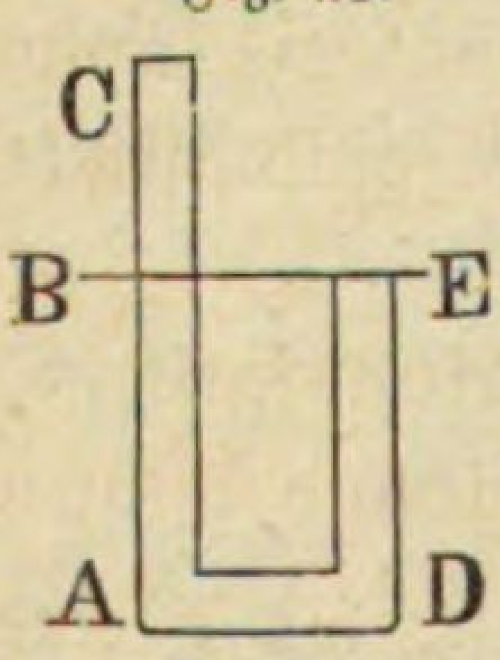
Endlich sollen bei Kesseln mit Oefen die Backsteinwände zwischen den Zügen und der äußern Luft hinlänglich dick aufgeführt werden, um eine rasche Abkühlung nach Außen zu vermeiden.

3. Vom Schornstein.

Das Verbrennen erheischt einen Luftwechsel. Beständig muß die verbrannte Luft von dem Feuerherde wegziehen und durch neue ersetzt werden, und je rascher dieser Luftzug stattfindet, desto lebhafter ist die Verbrennung. Zur Erregung dieses Luftzuges dient nun in der Regel das Kamin oder der Schornstein.

Wie derselbe jenen Luftwechsel anhaltend hervorbringen kann, ergibt sich aus Folgendem: Es befinde sich in einer kommunicirenden Röhre (Fig. 24) mit zwei vertikalen Schenkeln eine Flüssigkeit. Die Höhen der Flüssigkeitssäulen seien $AC = h_1$ und $DE = h$, so erfolgt unten eine Bewegung von Seite der höhern Säule nach der niedern, mit einer Geschwindigkeit v, welche der Höhendifferenz $h_1 - h$ entspricht. Es ist daher

Fig. 24.



$$\text{(a)} \qquad \frac{v^2}{2g} = h_1 - h$$

wo bei $g = 9{,}808^m$ die Beschleunigung des freien Falles bezeichnet.

Nun sei $DE = h$ die Höhe des Schornsteins und AB eine gleiche Höhe im zweiten Schenkel, angefüllt mit kalter Luft. Wird diese Luft erwärmt um t Grade, so behnt sich die Höhe AB aus um $h\alpha t$, worin $\alpha = 0{,}00367$ den Ausdehnungskoefficienten der Luft bezeichnet (Zunahme des Luftvolumens bei 1^0 Erwärmung). Diese Zunahme sei BC. Nun denke man sich beide Schenkel AC und DE mit Luft gefüllt von der Temperatur t, so wird die Luft aus dem höhern Schenkel nach dem niedern überfließen mit einer Geschwindigkeit, welche der Druckhöhe $BC = h\alpha t$ entspricht. Die gleiche Bewegung wird erfolgen, wenn man sich die Röhre AB auf die Höhe h mit kalter Luft erfüllt denkt, welche beim Uebergang von A nach D erwärmt wird.

In diesem Falle befindet sich die Luft beim Durchgang durch den Feuerherd und die Züge nach dem Schornstein. Allerdings geht nicht nur eine Aenderung der Dichtigkeit der Luft vor sich, welche durch die Erwärmung bewirkt wird, sondern auch eine solche, welche durch die chemischen Vorgänge bedingt ist. Allein diese letztere kann hier vernachlässigt werden. Daher erhält man zur Bestimmung der Geschwindigkeit der heißen Gase im Schornstein, nach (a), die Formel

$$\frac{v^2}{2g} = h \alpha t$$

Die wirkliche Geschwindigkeit wird jedoch wegen der vorkommenden Nebenhindernisse weit kleiner. Solche Nebenhindernisse sind:

1. Die Reibung der Luft an den Wänden der Züge und des Schornsteins. Diese Reibung wird groß, wenn die Züge enge sind, die Geschwindigkeit längs derselben also groß ausfällt.

2. Plötzliche Verengungen und Erweiterungen der Kanalquerschnitte, sowie plötzliche Richtungsänderungen des Luftstromes. Hiedurch geht lebendige Arbeit, welche der bewegten Luft innewohnt, verloren und muß wieder ersetzt werden.

3. Reibung und Verluste an lebendiger Arbeit beim Durchgang durch den Rost und besonders durch die Brennstoffschichte. Diese Einflüsse sind um so größer, je kleiner bei gegebener Luftmenge die Rostfläche, je dicker die Brennstoffschichte und je enger die Brennstoffstücke in einander liegen.

Diese drei Nebenhindernisse machen sich als Druckverluste geltend, sind daher dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional und können durch eine Größe von der Form $c \frac{v^2}{2g}$ ausgedrückt werden, wo c eine Konstante bezeichnet, welche durch Versuche ermittelt werden muß. Mit Rücksicht auf die Nebenhindernisse wird daher die letzte Gleichung

$$\frac{v^2}{2g} = h \alpha t - c \frac{v^2}{2g}$$

Hieraus folgt nach einer leichten Reduktion

$$v = \sqrt{\frac{2g\alpha}{1+c}} \cdot \sqrt{h t}$$

Allein der erste Wurzelfaktor rechts ist eine Konstante. Bezeichnet man sie mit c_1, so ist

$$v = c_1 \sqrt{h t}$$

Nun sei s der engste Querschnitt des Schornsteins und M das Volumen kalte Luft, welches per Stunde verbraucht wird, so ist das auf t Grade erwärmte Luftvolumen

$$3600 \; v s = M [1 + \alpha t]$$

Setzt man den Werth von v aus der letzten Gleichung hier ein, so folgt

$$s = \frac{1 + \alpha t}{3600 c_1 \sqrt{t}} \cdot \frac{M}{\sqrt{h}}$$

Nun ist der Bruch $\frac{1 + \alpha t}{\sqrt{t}}$ nahe für jede vorkommende Temperatur konstant. Der höchste Werth von t mag zu 400°, der niederste zu 100° angenommen werden. Für diese Werthe von t wird jener Bruch zu 0,123 und 0,136. Man erkennt hieraus folgendes: Wenn die Temperatur im Schornstein groß, so ist auch das Volumen der Luft und die Geschwindigkeit, aber auch die Zugkraft groß; ist die Temperatur der Luft im Schornstein niedrig, so ist das Volumen und die Geschwindigkeit der Luft, aber auch die Zugkraft klein. Ob sich also die heißen Gase am Kessel wenig oder stark abkühlen, so muß der Schornstein, gleiche Nebenhindernisse vorausgesetzt, eine gleiche Weite und Höhe erhalten.

Nimmt man nun den zuletzt erwähnten Bruch als konstant an, setzt daher

$$\frac{1 + \alpha t}{3600 c_1 \sqrt{t}} = k$$

so wird die Formel für Berechnung des Schornsteinquerschnittes

$$s = k \frac{M}{\sqrt{h}} \tag{34}$$

Hierin ist zu nehmen:

	Werth von k:
für mittlere Verhältnisse	0,0012
für schwach wirkende Nebenhindernisse . . .	0,0008
für stark wirkende Nebenhindernisse	0,0016

Die vorstehende Formel (34), zuerst von Redtenbacher mitgetheilt, zeigt, daß der Querschnitt des Schornsteins direkt proportional ist dem stündlich verbrauchten Luftvolumen M im kalten Zustand und verkehrt proportional der Quadratwurzel aus der Schornsteinhöhe, dagegen so wenig von der Temperatur des Rauches im Schornstein innerhalb der oben angegebenen Grenzen abhängt, daß diese Temperatur gar nicht in der Rechnung berücksichtigt zu werden braucht. Das letztere hat indessen nur seine Richtigkeit, wenn die Gase bei starker Abkühlung in den Zügen keine größern Widerstände finden als bei schwacher Abkühlung. Allein zu einer stärkern Abkühlung gehört eine größere Heizfläche, daher entspricht ihr auch mehr Reibfläche und mehr Widerstand. Diesem Umstand wird Rechnung getragen durch passende Annahme des Werthes K.

Die Formel (34) zeigt, daß zum Abführen einer gegebenen Luftmenge Querschnitt und Höhe des Schornsteins nicht den gleichen Einfluß ausüben, sondern daß eine Vergrößerung des Querschnittes mehr leistet als eine proportionale Vergrößerung der Höhe. Macht man z. B. den Querschnitt zweimal größer, so vermag der Schornstein bei gleicher Höhe zweimal mehr Luft zu fördern; will man den gleichen Zweck erreichen, indem man den Querschnitt beläßt, so muß die Höhe viermal größer sein. Daher entsteht die Frage, ob nicht und mit großer Ersparniß eine große Höhe durch eine mäßige Erweiterung ersetzt werden könnte? Denn ein zweimal so weites Kamin aus Backstein kostet lange nicht das doppelte, ein viermal so hohes aber wohl das zehnfache.

Dieser Ansicht sind auch die meisten neueren Konstrukteurs. Sie sehen die riesenhaften Kamine, die in England gebräuchlich und von da auch auf den Kontinent übergeführt sind, wofern sie nicht einen andern Zweck haben, als nutzlose Verschwendung an und erklären die vermeinte Nothwendigkeit für ein bloßes Vorurtheil. Sie behaupten, daß bei angemessener Weite eine Höhe von 12—15^{m} fast immer genüge, um den nöthigen Zug zu bewirken; daß wenn der Rost derselbe bleibe, die Verbrennung gleich rasch vor sich geht; daß eine etwas zu große Weite keine Nachtheile habe, da sie durch das Register leicht ermäßigt werden kann, und rathen sogar zu einer solchen, um, was oft zu wünschen, den normalen Dampf- oder Wärmebedarf namhaft überschreiten zu können.

Wir nehmen Anstand, dieser Meinung unbedingt beizustimmen, obschon wir glauben, daß man in der Regel die Schornsteine und Feuerzüge zu eng angelegt, und die meisten, wenn sie weiter wären, viel weniger hoch sein könnten. Immerhin scheint es nicht rathsam, daß der Heizer fast nach Belieben durch größern Aufwand von Brennstoff die Verdampfung ganz abnorm steigern, oder trotz vorhandener Uebelstände stets die benöthigte erzeugen könne; gut vielmehr, wenn er sich, so wie z. B. starker Kesselstein oder Rußablagerung ꝛc. die Dampferzeugung erschwert, genöthigt sieht, diesen Fehlern abzuhelfen. Zu weite Rauchfänge müssen ferner leicht schädliche Luftströmungen in denselben veranlassen, und es kann daher nicht jedes Verhältniß der Weite zur Höhe zulässig sein. Sehr oft endlich kommt die mögliche Entfernung des Rauchausflusses in Anschlag. Es ist demnach zu wünschen, daß durch mehrere Beobachtungen noch entschieden werde, innerhalb welcher Grenzen die Höhe der Schornsteine sich reduciren und durch eine größere Weite ersetzen lasse.

Nach Prof. Böttcher's Artikel „Dampfkessel" in den Supplementen zu Prechtl's technologischer Encyklopädie und in Uebereinstimmung mit

Formel (34) für mittlere Werthe der Nebenhindernisse können die Schornsteindimensionen aus folgender Tabelle entnommen werden.

Stündlich verbrannt		Höhe des Schornsteins.	Obere Weite des Schornsteins.		Untere Weite des Schornsteins.	
Steinkohlen	Holz		Quadrat.	Rund.	Quadrat.	Rund.
Kilogr.	Kilogr.	Meter	Meter	Meter	Meter	Meter
10	20	10	0,24	0,27	0,36	0,40
20	40	13	0,32	0,36	0,48	0,54
30	60	15	0,38	0,43	0,57	0,63
40	80	17	0,43	0,48	0,64	0,72
50	100	18	0,47	0,53	0,70	0,80
75	150	20	0,55	0,62	0,82	0,91
100	200	22	0,62	0,70	0,93	1,05
150	300	26	0,73	0,83	1,00	1,24
200	400	28	0,83	0,93	1,25	1,39
250	500	30	0,91	1,03	1,36	1,54
300	600	31	0,98	1,11	1,47	1,67
350	700	32	1,05	1,19	1,57	1,78
400	800	33	1,11	1,26	1,66	1,89
450	900	34	1,17	1,33	1,75	2,00
500	1000	34	1,23	1,39	1,84	2,09
550	1100	35	1,29	1,45	1,93	2,18
600	1200	35	1,34	1,51	2,01	2,27

Wenn, was ökonomisch vortheilhaft ist, der Rauch mehrerer Feuerungen in einen gemeinschaftlichen Schornstein geleitet wird, so muß natürlich der Querschnitt desselben dem erforderlichen Gesammt-Querschnitt aller einzelnen Kamine gleich kommen und ihre Mündungen müssen so angebracht sein, daß sich der Rauch nicht stößt und der Kanal jedes einzelnen vollkommen abgeschlossen werden kann.

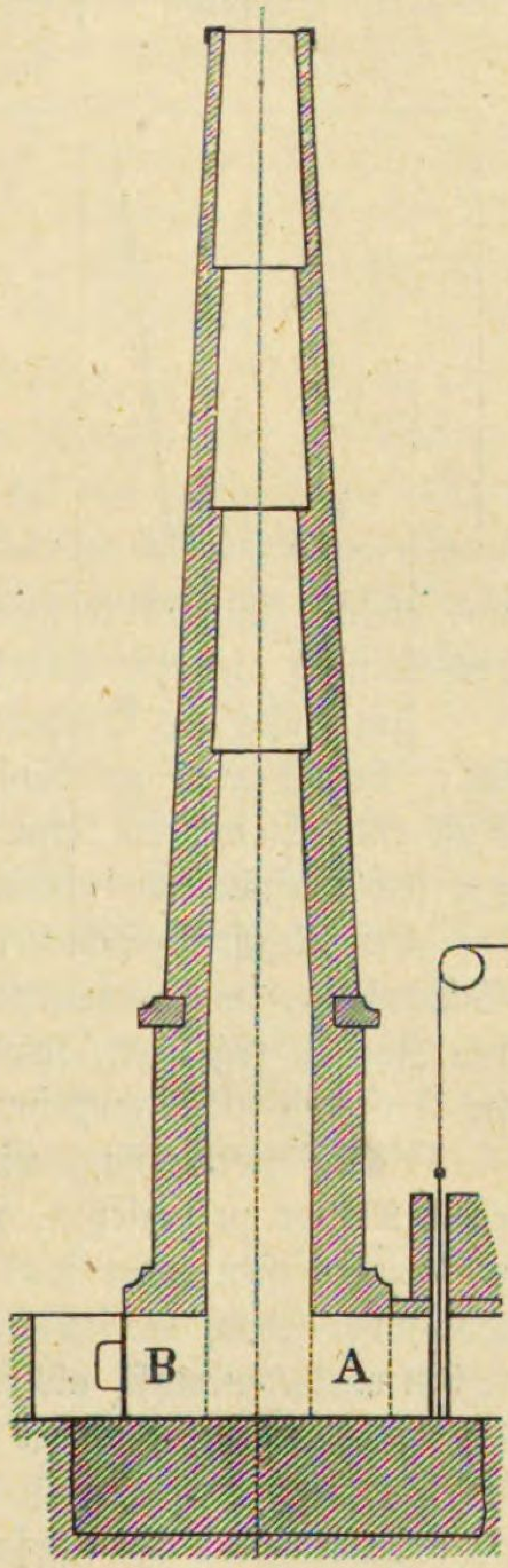
Die Dimensionen eines Kamins sind für den Maximalbedarf zu berechnen. Wird bei Aufführung desselben auch noch auf eine allfällige spätere Vergrößerung der Dampfanlage Rücksicht genommen, so ist für den einstweiligen, gewöhnlichen Bedarf das Kamin zu groß.

Ein Register (Schieber oder Klappe) zwischen den Zügen und dem Schornstein, im sogenannten Fuchse, ist das geeignetste Mittel, den Zug zu reguliren, so wie ganz zu hemmen. Indeß vermindert er sich nicht im Verhältniß der Verengerung.

Als Material zu den Schornsteinen feststehender Dampfkesselfeuerungen wendet man gewöhnlich Ziegelsteine an, in einzelnen Fällen wohl auch Bruchsteine; bisweilen kommen auch Schornsteine aus Eisenblech vor.

Ein aus Ziegelsteinen aufgemauerter Schornstein hat die Form einer abgestumpften Pyramide (Fig. 25) oder eines abgestumpften Kegels und ist auf einen prismatischen oder cylindrischen Sockel aufgesetzt, in welchen der Feuerkanal einmündet.

Fig. 25.



Die Ziegelsteine haben gewöhnlich 6cm Dicke, 12cm Breite und 24cm Länge.

Eine möglichst gute Benützung des Materials erfordert, daß die Wanddicke durch eine ganze Anzahl von Ziegelbreiten ausgedrückt werde. Man kann dann die Höhe des Schornsteins in so viele gleiche Stockwerke theilen, als die untere Wanddicke Ziegelbreiten hat, und jedem nächst höhern Stockwerk eine um eine Ziegelbreite geringere Wandstärke geben.

Der hier abgebildete Schornstein hat 5 Stockwerke von je 5m Höhe. Die Wanddicke des obersten Theils ist 0,12m, des zweiten 0,24m u. s. w., somit die des Sockels 5 . 0,12 = 0,60m.

Macht man nun die untere lichte Weite des Schornsteins in einem gewissen Verhältniß größer, z. B. $1\frac{1}{2}$mal so groß, als die obere, so ergibt sich hieraus die Neigung, welche die äußere Schornsteinwand erhalten muß.

Der Schornstein der Chemnitzer Aktienspinnerei, welcher in der Stunde 1500 Kil. Feuerluft abführt, hat eine Höhe von 48m, wovon 11,6m auf den prismatischen Sockel und 36,4m auf den pyramidalen Theil kommen. Seine Weite beträgt oben 2m, unten 3m; der pyramidale Theil hat 7 Stockwerke von je 5,2m Höhe. Das oberste Stockwerk hat eine Mauerstärke von 0,14, das zweite von 2 . 0,14 oder 0,28, das dritte von 3 . 0,14 oder 0,42m u. s. w., also das unterste von 7 . 0,14 oder 0,98m. Endlich hat der Sockel 8 Backsteinbreiten, also 8 . 0,14 = 1,12m Wanddicke. Hieraus ergibt sich für die äußere Seitenlänge

oben . . . 2m + 2 . 0,14 = 2,28m

unten . . . 3m + 2 . 1,12 = 5,24

daher auf 36,4m Höhe 5,24 — 2,28 = 2,96m Neigung oder 8 Procent.

Bei kleineren Schornsteinen begnügt man sich gewöhnlich mit einer geringeren Neigung von 6, 5 und 4 Procent.

Die Ziegel zu runden Schornsteinen muß man entweder nach besonderen Schablonen fertigen lassen, oder man zertheilt, wie dieß namentlich in Frankreich vorkommt, die gewöhnlichen Steine in zwei keilförmige Stücke (Fig. 26), deren Stellung man beim Einmauern umkehrt (Fig. 27). Die runden Schornsteine haben ein besseres Aussehen, als die quadratischen, sie besitzen bei gleichem Querschnitt weniger Umfang, also auch weniger Reibfläche; ferner bei gleichem Querschnitt im Lichten und gleicher Wanddicke weniger Material und endlich ist der Einfluß des Windes auf ihre Oberfläche kleiner als bei quadratischen.

Fig. 26.

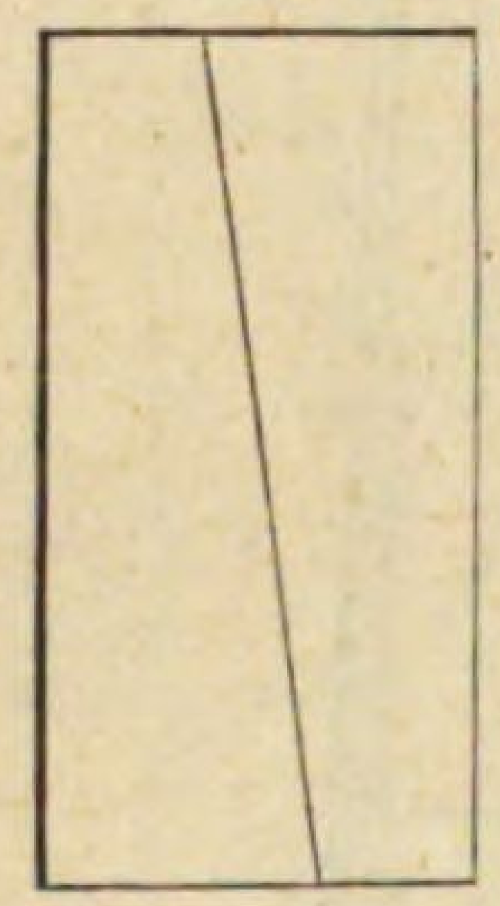


Fig. 27.



Im Fuße des Schornsteins, Fig. 25, der Zugöffnung A gegenüber, bringt man gewöhnlich eine Oeffnung B an, durch welche der Ruß entfernt werden kann. Diese Oeffnung ist während der Betriebszeit selbstverständlich luftdicht zu schließen.

Ein Register (Schieber oder Klappe) zwischen den Zügen und dem Schornstein, im sogenannten Fuchse, zunächst dem Kessel ist das Mittel, den Zug zu reguliren, sowie ihn ganz zu hemmen. Indeß vermindert sich der Zug nicht ganz im Verhältniß zur Verengerung.

Es ist zweckmäßig, die obere Ausmündung des Schornsteins mit einer Klappe zu versehen, um die Mündung außer der Betriebszeit damit zu schließen; oder statt dessen mit einem blechernen oder gußeisernen Hute, der jedoch den austretenden Gasen mindestens eben so viel Querschnitt darbieten muß, als der Ausmündungsquerschnitt des Schornsteins beträgt. Derselbe gewährt nicht nur Schutz gegen den Regen, sondern beseitigt auch den Einfluß des Windes auf den Zug im Schornstein.

Schornsteine von Eisenblech haben zwar vor den steinernen die Vortheile geringeren Gewichts und geringeren Raumbedarfs; allein sie sollten trotzdem nur da angewendet werden, wo der Betrieb voraussichtlich höchstens einige Jahre dauert. Denn sie haben eine sehr beschränkte Dauer und müssen überdieß zum Schutze gegen den Regen und zur Verminderung der Abkühlung mit einem Anstriche versehen werden, der jährlich zu erneuern ist. Die Abkühlung ist bei diesen Schornsteinen sehr bedeutend, weil das Eisen ein guter Wärmeleiter ist, und dieß macht sich namentlich im Winter und an Regentagen durch eine schädliche Verminderung des Zuges bemerklich.

4. Künstliche Mittel zur Anfachung.

Man hat sich vielfach bemüht, den natürlichen Luftzug im Schornstein durch mechanische Zugbeförderungsmittel zu ersetzen. Als solche sind besonders zu nennen: das Ausblasen des verbrauchten Dampfes mit den Verbrennungsprodukten und die Ventilatoren.

Wenn man den verbrauchten Dampf durch einen kleinen Querschnitt in den Schornstein austreten läßt, so entweicht er mit einer sehr großen Geschwindigkeit und reißt in Folge davon die Verbrennungsprodukte mit sich fort. So einfach dieses Mittel ist, so kostspielig ist es auch, und es ist daher nur da anzuwenden, wo die Schornsteine nicht die gehörige Höhe und Weite erhalten können, um die Verbrennungsprodukte abzuführen, also namentlich bei den Lokomotiven. Durch die Verengung des Ausblaserohrs entsteht aber ein so bedeutender Gegendruck im Cylinder, daß der hieraus erwachsende Arbeits- und Brennmaterialverlust den Wärmeverlust durch den Schornstein noch übersteigt.

Die Ventilatoren wirken entweder dadurch, daß sie Luft unter den Rost treiben, oder dadurch, daß sie die Verbrennungsprodukte aus den Zügen ansaugen. Sie sollen eine starke Abkühlung der heißen Gase an der Heizfläche des Kessels und der Vorwärmer, sowie eine erhebliche Reduktion in den Dimensionen des Schornsteins ermöglichen. Dadurch werden zwei finanzielle Vortheile erreicht. Allein man wendet dafür auf: eine Summe für Vergrößerung der Heizfläche, der entsprechenden ganzen Anlage, des Ventilators und dessen Betrieb; endlich verliert man einen kleinen Theil Wärme durch Vergrößerung der Abkühlungsflächen nach Außen.

Für gegebene Fälle muß sich ausrechnen lassen, ob die Vortheile die Nachtheile überwiegen. Auffallend ist, daß die Heizflächen mehr und mehr vergrößert werden, namentlich durch Anwendung von Vorwärmern, um eine starke Abkühlung der Gase zu erreichen, während man von der Anwendung der Ventilatoren wenig hört.

5. Die rauchverzehrenden Feuerungen.

Das Rauchen eines Feuerherdes ist aus mehreren Gründen ein Fehler. Zunächst muß man häufig, damit der Rauch der Umgebung nicht lästig werde, sehr hohe, kostspielige Schornsteine aufführen; ferner macht sich, da der Rauch den Ruß erzeugt und dieser der Ueberführung der Wärme ins Kesselwasser, sowie dem Luftzuge hinderlich ist, ein öfteres Reinigen der Heizfläche und der Kanäle nöthig, und endlich liegt ein Nachtheil darin, daß der Rauch, weil er aus feinen, unver-

brannt entweichenden Kohlentheilen besteht, einen Verlust an Wärme mit sich führt.

Wenn ein im Betriebe befindlicher Feuerherd mit frischen Steinkohlen beschickt wird, so gelangen diese kalt auf eine glühende Schichte. Die kalte Schichte erwärmt sich nur nach und nach und um so langsamer, je größer das Quantum kalter und je kleiner der Vorrath glühender Kohlen ist. Während der Erwärmung unterliegen die frischen Kohlen der sogenannten trocknen Destillation. Die dabei entstehenden verschiedenen Gase sind brennbar und verwandeln sich durch die Verbrennung in die unbrennbaren Substanzen Wasser und Kohlensäure, vorausgesetzt daß eine hinreichende Menge Sauerstoff in angemessener Vertheilung zugeführt wird und daß in dem Verbrennungsraume die Temperatur hoch genug ist.

Wird eine dieser Bedingungen nicht erfüllt, so erleiden die gasförmigen Destillationsprodukte bei ihrem Durchgange durch die Züge und den Schornstein eine Zersetzung, in Folge deren Kohlentheile in feinem Zustande sich ausscheiden und theils als Ruß an die Wandungen der Züge und des Schornsteins sich absetzen, theils als sichtbarer Rauch in die Atmosphäre entweichen.

Soll also Rauch und Ruß vermieden werden, so muß Einrichtung und Bedienung der Art sein, daß obige zwei Bedingungen erfüllt werden. Es soll also das Verhältniß der Rostspaltenöffnungen zur Menge Brennstoff, welcher in der Stunde verbrannt werden soll, ein richtiges sein; es sollen diese Oeffnungen nicht durch Schlacken geschlossen, sondern stets offen gehalten werden; es soll die Luft mit genügender Geschwindigkeit den ganzen Querschnitt der Brennstoffschichte durchstreichen, damit diese gleichförmig abbrennt; sodann soll sie wieder ergänzt werden, nachdem $^1/_4$ bis $^1/_3$ davon abgebrannt ist. Dadurch wird die Menge frischer Kohlen nicht zu groß und leicht entzündbar; diese Schichte soll gleichmäßig vertheilt werden, damit nicht bei einer Anhäufung die Folgen einer zu starken Beschickung eintreten. Endlich muß die Beschickung rasch vor sich gehen, damit nicht durch Zutritt von viel kalter Luft der Feuerraum stark abgekühlt werde, in einem Moment, da eine hohe Entzündungstemperatur gerade erwünscht wäre.

Unter Einhaltung dieser Regeln kann bei der gewöhnlichen Planrost-Anlage die Rauchbildung fast ganz vermieden werden. Seyferth[1] spricht die Ueberzeugung aus, „daß man im Stande ist, bei sorgsamer Bedienung und richtiger Konstruktion eines Herdes eine rauchfreie Verbrennung zu erzielen.“

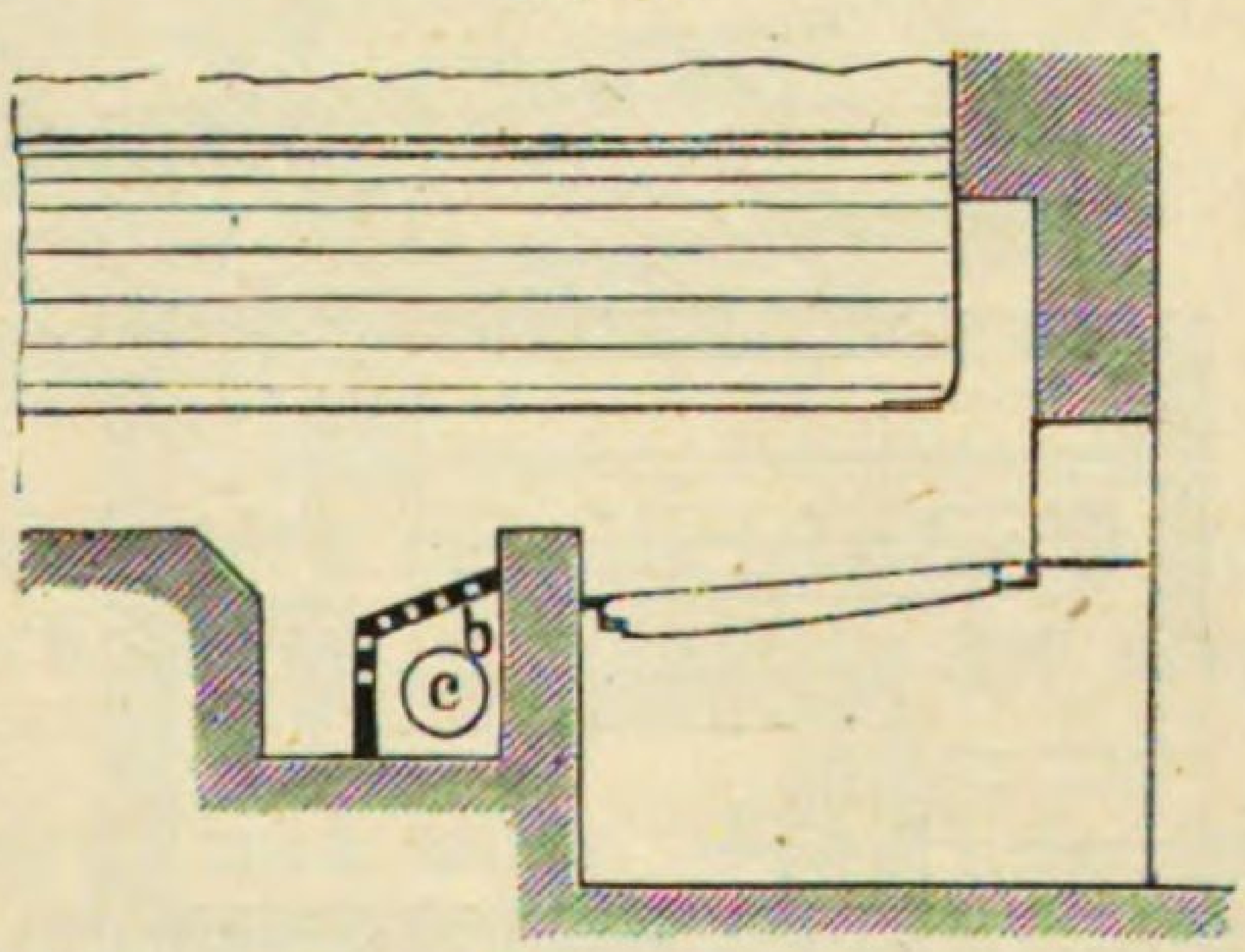
[1] Rauchverbrennungseinrichtungen. Preisschrift. 1860.

Diese Lehren werden nun nur selten genügend befolgt. Daher entstanden eine Menge von Vorschlägen über rauchverzehrende Einrichtungen, wesentlich begünstigt durch die strengen Gesetze, welche in verschiedenen Ländern eine Belästigung durch Rauch untersagen.

Um zunächst dem Mangel an Sauerstoff vorzubeugen, bringt man sehr häufig in der Feuerbrücke oder hinter derselben, entweder von unten oder von der Seite her, Kanäle an, durch welche kalte oder bereits angewärmte Luft in den Verbrennungsraum geleitet wird. Findet an dieser Stelle der Luftstrom die vom Feuerherd abziehenden, unvollständig verbrannten Gase noch heiß genug, so entsteht eine vollständige Verbrennung, welche sich auch durch eine erhebliche Verlängerung der Flamme kenntlich macht. Die Luft soll indessen nur während der Periode der Rauchbildung (unmittelbar nach der Beschickung) zuströmen.

Unter die bessern Einrichtungen dieser Art gehört die in England verbreitete Feuerung von Williams (1839), welche auf dem Princip des Argand'schen Brenners beruht. Der wesentlichste Theil derselben besteht, wie der Längendurchschnitt Fig. 28 zeigt, in einer Luftkammer b hinter dem Aschenfall, durch eine vertikale Wand von derselben geschieden. In diese Kammer strömt die Luft durch ein gußeisernes Rohr c ein, dessen äußere mit der Atmosphäre in Verbindung stehende Mündung nach Bedarf vermittelst eines Schiebers oder einer Klappe regulirt werden kann. Die vordere Wand der Kammer besteht aus vielfach durchbohrten gußeisernen Platten, und durch diese wird die aus dem Rohre c angesaugte Luft in vielen einzelnen Strahlen an die über die Kammer wegziehende Flamme abgegeben. Williams legt übrigens ein besonderes Gewicht darauf, daß die Luft in kaltem Zustande zugeführt wird und bringt deßhalb das Rohr c in keinerlei Verbindung mit dem Feuerraume selbst.

Fig. 28.



Galls Ofen [1] besteht aus einem freistehenden, senkrechten Cylinder oder Prisma mit 3—8 um einen Luftkanal herumgruppirten Feuerstätten, über welche ein Gewölbe gespannt ist. In der Mitte dieses Gewölbes steigt ein kreisrunder oder viereckiger Feuerschlot aufwärts,

[1] Beschreibung meiner rauchverzehrenden Dampfkesselöfen ꝛc., von Dr. L. Gall. Trier 1855.

in welchen durch viele düsenförmige Mündungen atmosphärische Luft eingeführt wird, die sich in dem Ofengemäuer bereits angewärmt hat. Gall bezweckt durch diese Einrichtung die vollständige Verbrennung des Brennmaterials vor der Berührung mit der Kesselfläche und gibt deßhalb dem Feuerraume vom Roste bis zum Kesselboden eine Höhe von 3 m und mehr. Daß auf diese Weise eine sehr hohe Temperatur erzeugt wird, ist kaum zu bezweifeln; doch ist man jedenfalls genöthigt, dem Kessel eine größere Heizfläche als gewöhnlich zu geben, weil die strahlende Wärme nicht zur Wirksamkeit gelangt. Gleichwohl ist der Wirkungsgrad kein günstiger, wie Versuche von Walkhoff gezeigt haben.

Richard Coad führt in den Feuerraum vorgewärmte Luft (Fig. 29) mittelst eines Ventilators a und einer Spiralröhre b c, welche durch die abgehenden heißen Gase geht und unter dem Ofen nach d, f ins Feuer streicht. Durch einen Schieber im Kanal f kann der Luftzug regulirt werden.

Diese Luft kann auch (Fig. 30) dadurch vorgewärmt werden, daß

Fig. 29.

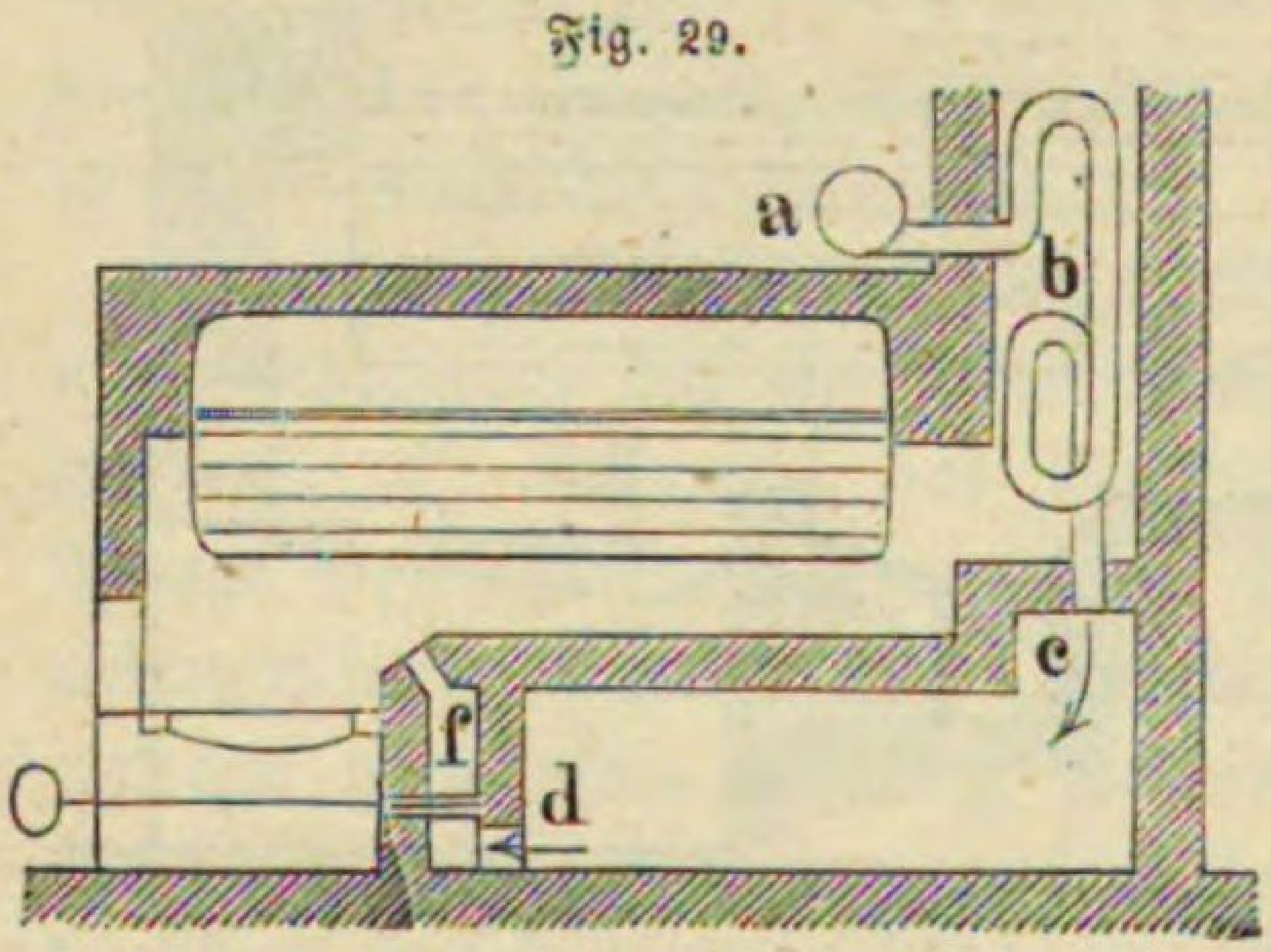
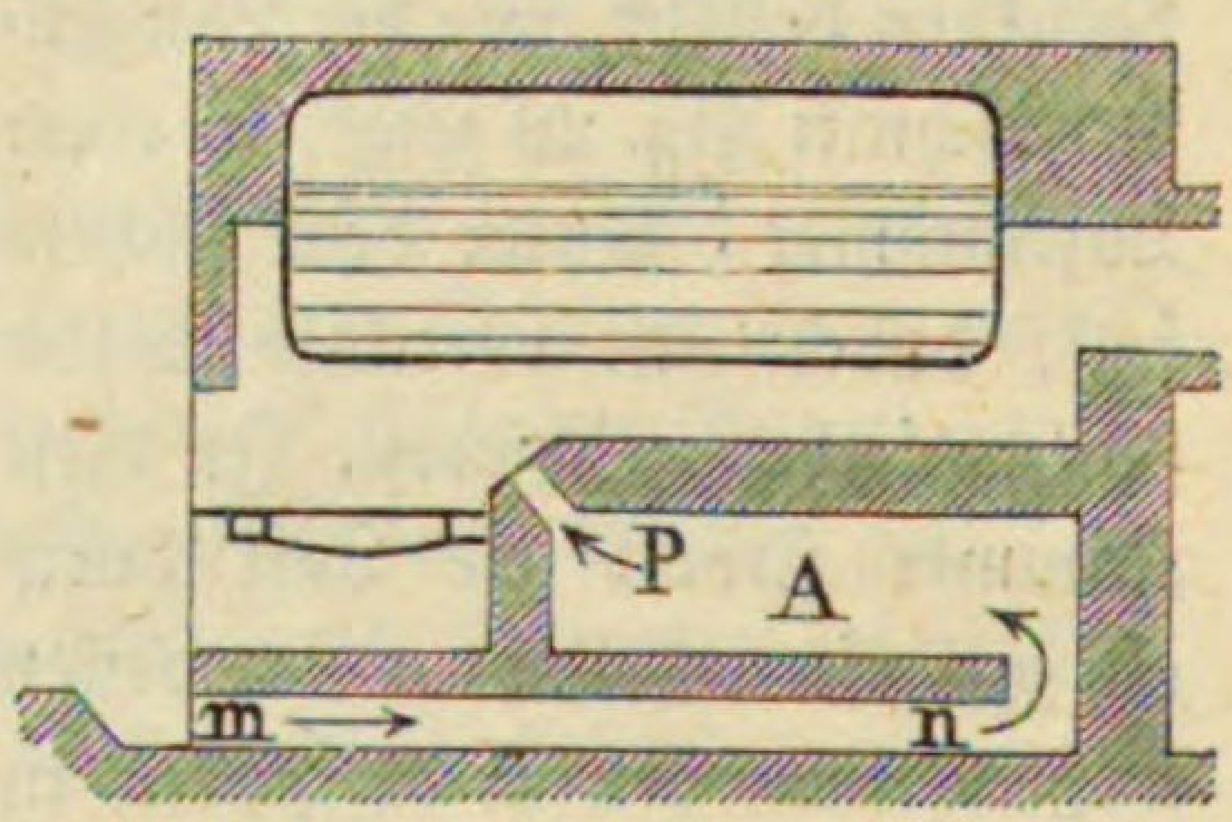


Fig. 30.



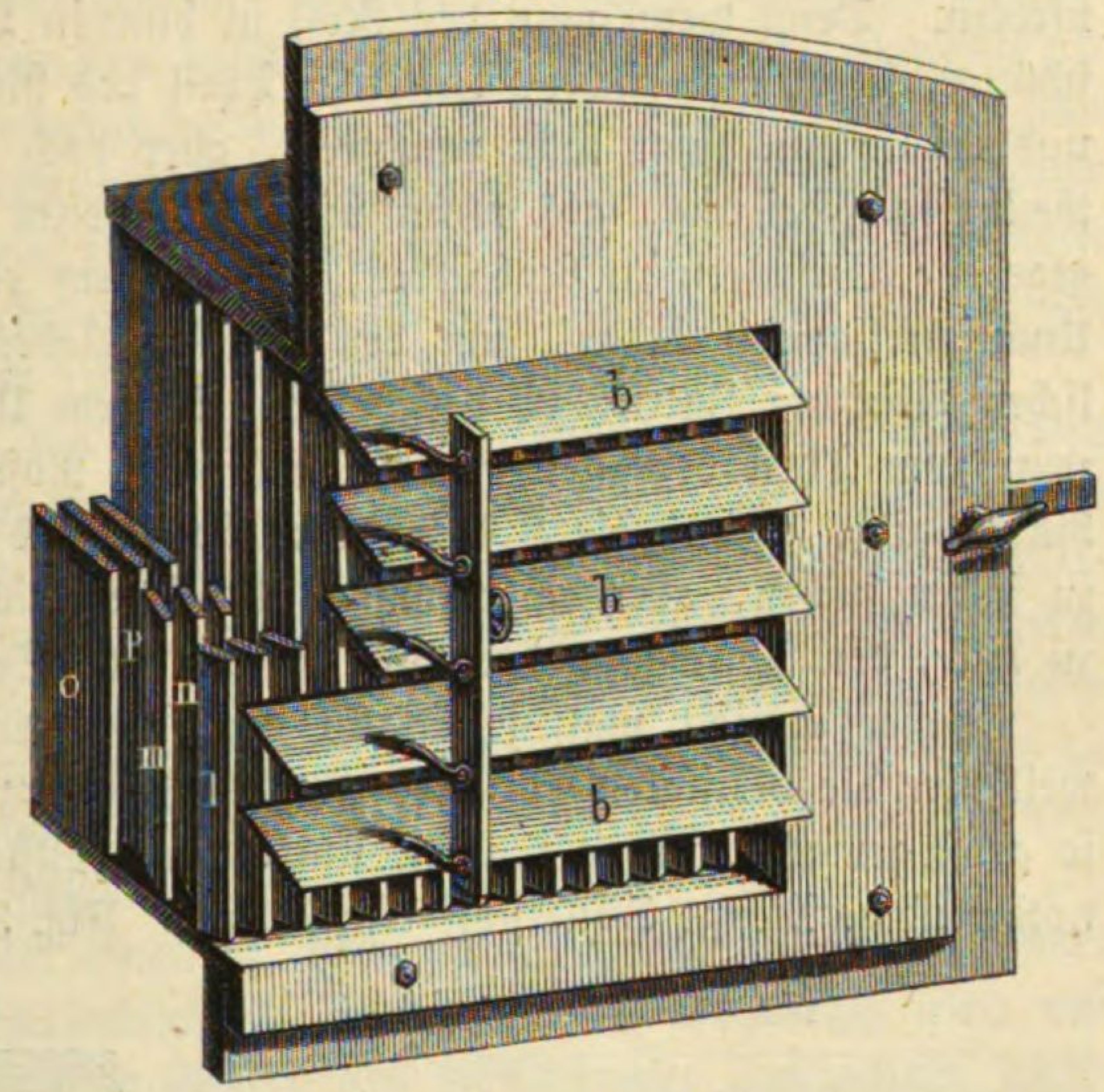
sie kalt durch einen Kanal mn in den Raum A gelangt, hier sich erwärmt und sodann durch einen Schlitz P in den Feuerraum tritt.

In etwas veränderter Form ist diese Feuerung in der Kanonengießerei zu Lüttich, auch mit gutem Erfolge, angewendet worden. Statt der gemauerten Kammern sind hier die einzelnen Verbrennungsräume durch hohle, gußeiserne Scheidewände getrennt, aus denen die angewärmte Luft sowohl in der Richtung des Zugs, als dieser entgegengesetzt ausströmt.

Prideaux führt die Luft durch die Feuerthüre zu und gibt ihr zu diesem Zwecke die Konstruktion in Fig. 31 S. 117. Der vordere Theil derselben besteht aus einer Reihe Klappen b, welche um Zapfen beweglich sind, so daß man dieselben wie Jalousiegitter öffnen und schließen kann. Hinter diesen beweglichen Klappen liegt etwas geneigt gegen die Achse des Ofens eine Reihe paralleler Platten l; dann folgt mit entgegengesetzter Neigung eine zweite Reihe m und hierauf endlich eine dritte

längere Reihe o, welche parallel zur Achse liegt. n und p sind freie Räume zwischen diesen Reihen. Die geringe Neigung der ersten und zweiten Plattenreihe l und m nach entgegengesetzten Richtungen hat den Vortheil, daß der einziehende Luftstrom die Oberflächen derselben besser bestreichen und ihnen die Wärme, die sie durch Ausstrahlung vom Feuerherde aufnehmen, entziehen kann. Die Ausstrahlung der Wärme nach außen wird dadurch so vollständig verhindert, daß die vordere Thürfläche nicht heißer als die umgebende Luft wird, selbst wenn die innersten Platten rothglühend sind. Die Klappen b dienen zur Regulirung der einzuführenden Luftmenge.

Fig. 31.



Bei allen diesen Vorrichtungen, durch welche Luft im Ueberschuß in den Feuerraum eingeführt wird, täuscht man sich leicht in dem Erfolge, wenn man mit der Erlangung einer rauchfreien Feuerung auch einen Gewinn an Brennmaterial zu erreichen hofft. Eine Verminderung des Brennstoffaufwands ist in der Regel hierbei nicht zu erwarten, weil die durch die Verbrennung erzeugte Wärme nicht an den Kessel abgegeben, sondern auf die nutzlose Erwärmung der im Ueberschuß zugeführten Luftmenge verwendet wird.

Wirksamer sind im Allgemeinen die Vorrichtungen, bei welchen der Rauch des frisch aufgegebenen Brennmaterials über das im vollen Brande befindliche geleitet wird; doch darf auch bei diesen nicht versäumt werden, die Luft in reichlichem Maße zutreten zu lassen.

Man kann schon auf einem gewöhnlichen Plan-Roste eine ziemlich rauchfreie Verbrennung dadurch einleiten, daß man die frischen Kohlen auf den vordern Theil des Herdes aufgibt, nachdem man zuvor die im vollen Brande befindlichen nach hinten gerückt hat. Die durch die Destillation aus den frischen Kohlen sich entwickelnden Gase finden dann

bei ihrem Uebergange über die brennenden Kohlen eine hohe Temperatur und unterliegen hier einer ziemlich befriedigenden Verbrennung. Für die gewöhnliche Praxis ist dieses Verfahren freilich nicht zu empfehlen. Denn wenn man den Rost in dünnen Lagen gleichmäßig beschüttet, so ist man sicher, daß kein Theil des Rostes unbedeckt bleibt, und erhält eine zwar nicht rauchfreie, aber doch noch ökonomisch vortheilhaftere Heizung, als wenn man den Heizer beauftragt, das angegebene Verfahren zu beobachten, bei welchem es nur der geringsten Unaufmerksamkeit bedarf, um der Luft im Uebermaße bis zur schädlichen Wirkung Zutritt zu verschaffen. Diesem Uebelstande kann man zwar zum Theil begegnen, indem man dem Roste eine Neigung nach hinten gibt, so daß die Kohlen durch ihr eigenes Gewicht nach hinten zu fallen suchen, aber dann kommt es wieder leicht vor, daß sie eine zu dicke, den Durchgang der Luft erschwerende Schicht bilden.

Besser erreicht man jedenfalls den Zweck durch Treppenroste, weil hier die vertikalen Abstände zwischen den einzelnen Stäben gerade so groß gemacht werden können, um die zur vollständigen Verbrennung nothwendige Menge Sauerstoff einzuführen. Fig. 32 stellt einen solchen

Fig. 32.

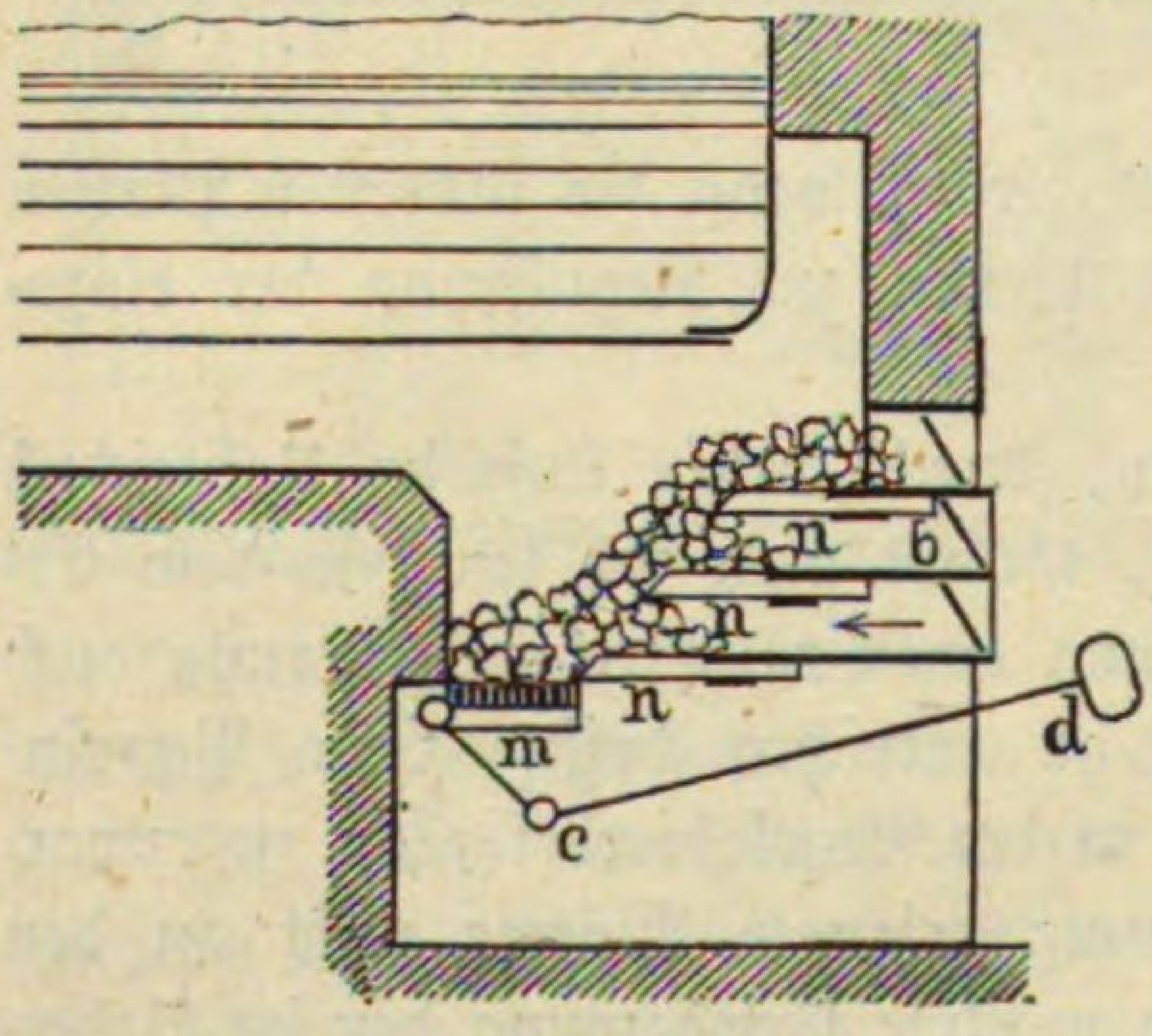
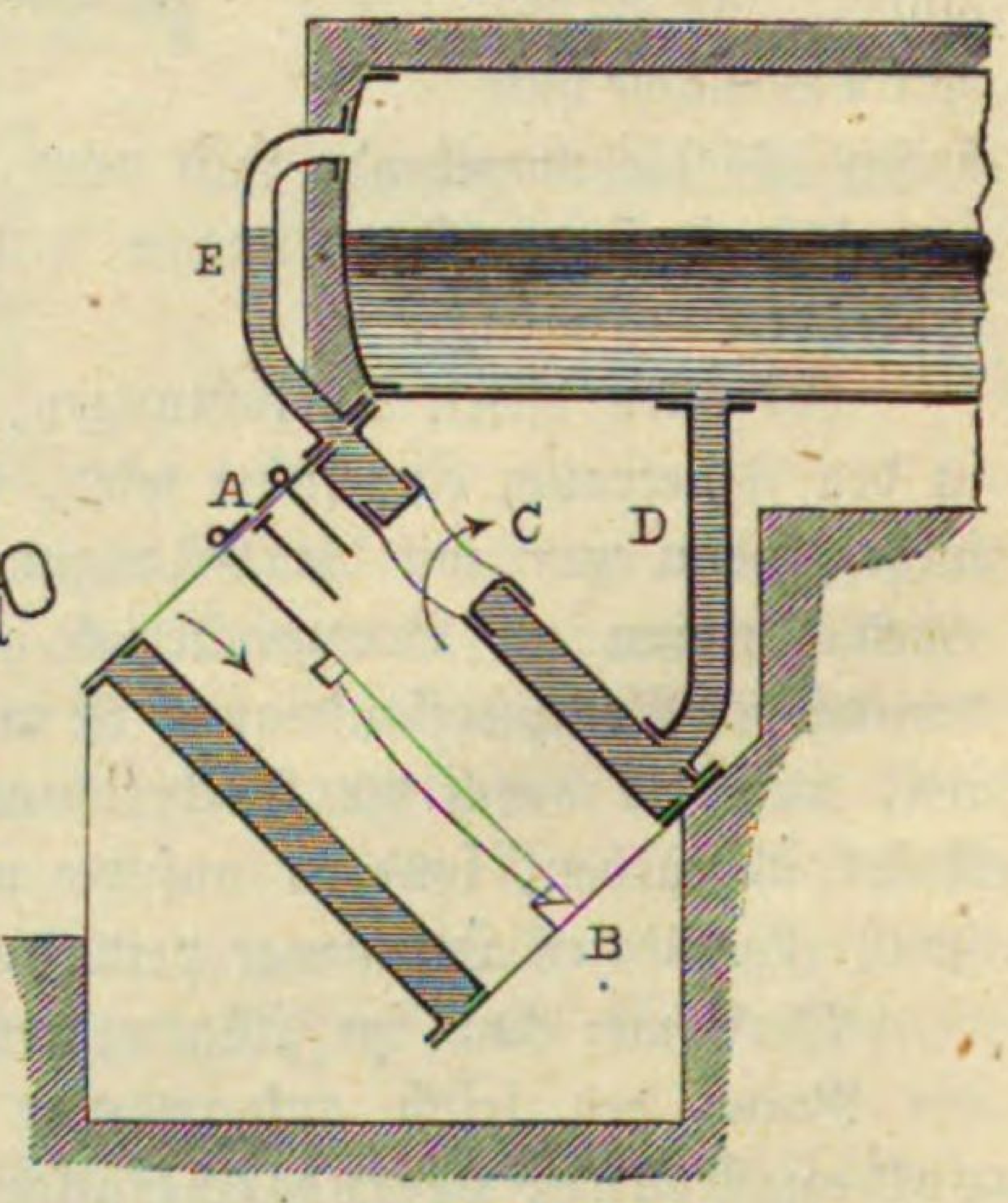


Fig. 33.



dar. Es sind n,n die Roststäbe von geringer Länge; zwischen ihnen liegen Lufträume, durch welche die Kohlen nachgeschoben werden. Diese Lufträume können, nachdem die Kohlen aufgegeben sind, durch Deckel b theilweise geschlossen werden. Unter der tiefsten Etage liegt ein schmaler Planrost m, der Behufs des Reinigens durch ein Hebelwerk c d abwärts gekehrt werden kann. Sämmtliche Roststäbe können leicht ausgewechselt werden.

Die vorzüglichste Wirkung gibt der Ten Brink'sche Sieder, Fig. 33. Er ist ein kurzer Kessel mit innerer Feuerung und stark geneigter Lage, bei welchem der Feuerraum fast die ganze Länge der Feuerröhre ausmacht. Die Kohlen werden auf der obern, vordern Seite in Etagen aufgegeben und gleiten von selbst abwärts auf die unten angehäuften Schlacken, die Luft gelangt durch den Rost in den Feuerraum und aus diesem durch eine Oeffnung C auf der obern Seite des Sieders unter den Hauptkessel. Dieser Apparat kann mit jedem Kesselsystem verbunden werden. In der vorstehenden Figur ist die Cirkulation des Sieders mit dem Hauptkessel durch zwei Röhren D und E hergestellt.

Watt wandte, um den Rauch zu verbrennen, zwei Roste hinter einander an, von denen er den vorderen mit Steinkohlen und den hinteren mit Kokes beschickte. Durch die bedeutende Hitze, welche die Kokesfeuerung des hinteren Rostes entwickelte, wurde der Rauch der vorderen Feuerstätte vollständig verbrannt; der damit verbundene Brennmaterialgewinn war aber nicht ausreichend, die höheren Kosten des Kokes zu decken. In der neueren Zeit hat man dasselbe Mittel wieder versucht, ist aber auch an demselben Uebelstande gescheitert.

Zwei Roste hinter einander, beide mit Steinkohlen beschickt, können unter Umständen, namentlich bei starkem Zuge, zweckmäßig sein; nur muß man die den beiden Feuerungen zuzuführende Luftmengen unabhängig von einander reguliren können, sonst würden sie nur einen verlängerten Rost bilden.

Chanter legt den hinteren Rost etwas tiefer als den vorderen. Das Brennmaterial wird auf den vorderen Rost aufgegeben und, nachdem es die gasförmigen Destillationsprodukte abgegeben und sich selbst in Kokes umgewandelt hat, auf den hinteren Rost geschoben. Hier bildet es nur eine dünne Schicht, und daher kann durch die Rostspalten die Luft in gehöriger Menge eintreten, um nicht nur die Kokesschicht selbst, sondern auch die über dieselbe wegziehenden unverbrannten Gase des vorderen Rostes zu verbrennen. Rauchfrei wird diese Feuerung jedenfalls sein, aber ökonomisch vortheilhaft nicht; denn man kann die Kohlen auf dem hinteren, tiefer liegenden Rost nicht so gleichförmig vertheilen, daß der Rost überall hinreichend bedeckt ist, und treibt also wieder die Luft in schädlicher Menge durch den Ofen.

Die neueren Doppelroste werden in der Regel in der Weise angelegt, daß die beiden Roste neben einander zu liegen kommen und durch eine Mauer von einander getrennt werden, am Ende der Mauer aber in einen gemeinschaftlichen Zug einmünden. Beschickt man nun diese beiden Roste, von denen jeder seine besondere Feuerthüre hat, abwechselnd, so befindet sich stets der eine im vollen Brande, während

auf dem andern eine unvollkommene Verbrennung vor sich geht. Die von dem letzteren abziehenden unverbrannten Gase mischen sich mit den heißen Verbrennungsprodukten des ersteren und werden dadurch mehr oder weniger vollständig verbrannt.

Um diese Verbrennung zu reguliren, wendet Buzonnière, indem er einer bereits im Jahre 1815 in einer englischen Patentbeschreibung von Losh ausgesprochenen Idee folgte, den beistehenden Mechanismus an. Fig. 34 zeigt den Horizontaldurchschnitt und Fig. 35 den Vertikaldurchschnitt nach der Linie XY in Fig. 34. Die beiden Roste BB'

Fig. 34.

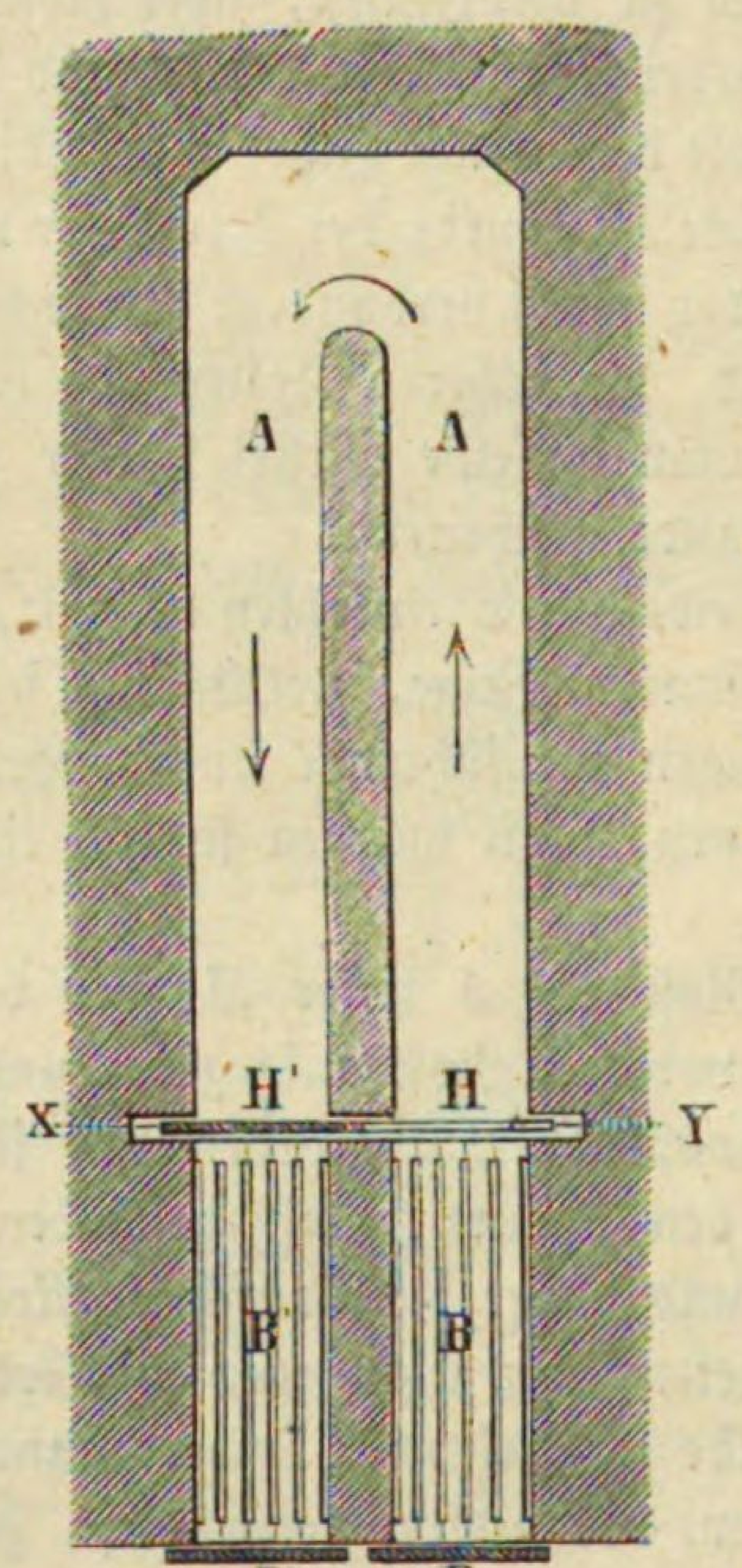
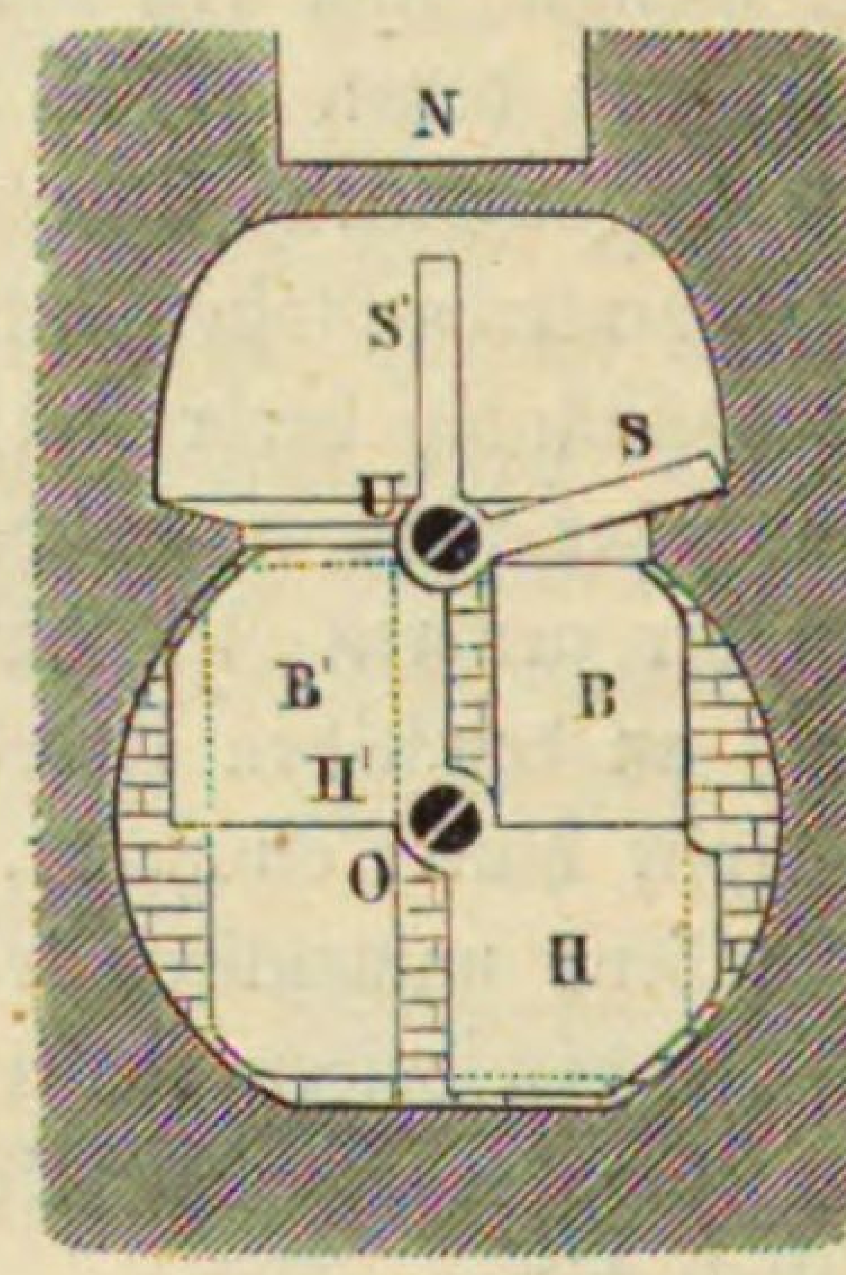


Fig. 35.



sind durch eine Mauer von einander getrennt, die bis beinahe an das Ende des Zuges A fortgesetzt ist. Hinter den Rosten liegen die Registerpaare SS' und HH', die vermittelst der Wellen O und U von außen durch einen einzigen Handgriff um einen rechten Winkel gedreht werden können. Die Feuerthüren PP' werden so viel als möglich geschlossen gehalten. Bei der in der Zeichnung angegebenen Stellung ist der Rost B frisch beschickt. Die auf demselben sich entwickelnden gasförmigen Destillationsprodukte ziehen in der Richtung der Pfeile von rechts nach links, bis sie gegen das Register H' treffen; hier werden

sie genöthigt, von unten durch den Rost B' aufzusteigen, wobei sie von den heißen Verbrennungsprodukten auf demselben die zu ihrer Verbrennung nothwendige Wärme erhalten, und steigen endlich in verbranntem Zustande mit den Verbrennungsgasen des Rostes B' gemeinsam aufwärts nach dem Zuge, durch welchen der Kessel seine Wärme erhält. Das zweite Registerpaar S S', bei der gezeichneten Stellung der Arm S desselben, verhindert das unmittelbare Aufsteigen der Gase von dem Roste B.

Auf demselben Prinzipe beruht die in neuerer Zeit von Stenger, Niemann und Comp. in Straßburg ausgeführte Rauchverbrennung.

Auch Grar hat eine ähnliche Umsteuerung angegeben. Seine Anordnung unterscheidet sich aber von den vorigen dadurch, daß er der Länge des Kessels nach mehrere Doppelroste hinter einander anbringt, die durch breite Feuerbrücken von einander getrennt sind.

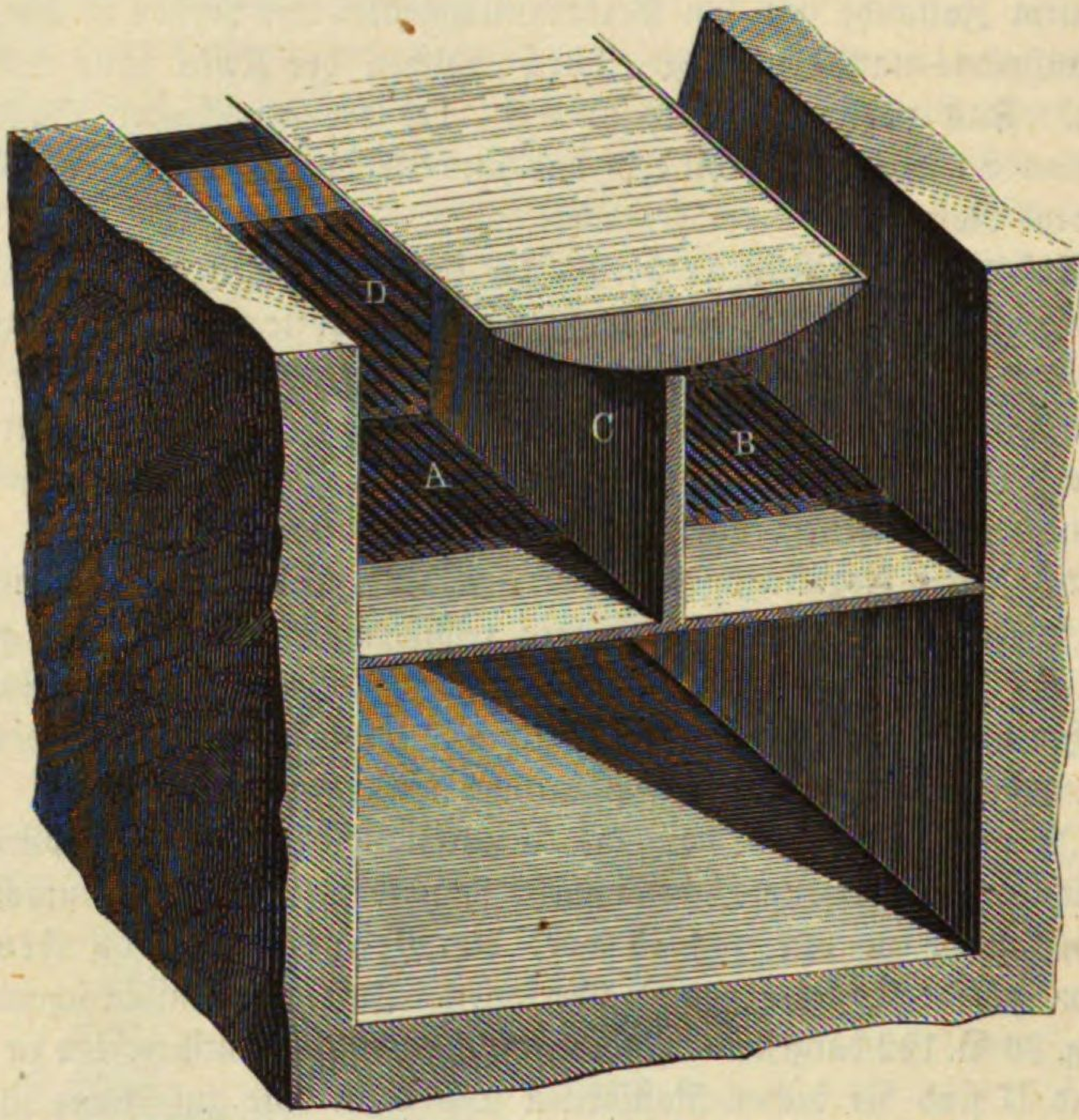
Alle diese Regulirungen haben den Ruf, dessen sie sich zeitweise zu erfreuen hatten, nicht vollständig rechtfertigen können. Sie geben zwar eine ziemlich rauchfreie Verbrennung, aber ein ökonomischer Nutzen, der ihre hohen Anlagekosten deckt, kann auch bei ihnen wegen des im Uebermaße zuzuführenden Luftquantums nicht gewonnen werden.

Je mehr man sich von der Unzulänglichkeit dieser komplicirten Vorrichtungen überzeugte, desto mehr wandte man sich den einfacheren Vorrichtungen zu und zog es vor, die Regulirung des Feuers einem geschickten Heizer zu überlassen. In dieser Hinsicht scheint die in Fig. 36 S. 122 dargestellte Anordnung ziemlich zweckentsprechend zu sein. A und B sind die beiden Roststätten und C ist eine gußeiserne Platte, welche bis an den Kesselboden reicht und die beiden Roste vollständig von einander abscheidet. Hinter der Platte C vereinigen sich die beiden Roste zu einem einzigen D, der dann wieder mit dem gemeinschaftlichen Zuge in unmittelbarer Verbindung steht. Jeder Rost hat seine besondere Thüre, damit die Beschüttung abwechselnd erfolgen kann. Der aus dem frisch aufgegebenen Brennmaterial aufsteigende Rauch zieht über das im vollen Brande befindliche Brennmaterial auf dem hinteren Roste und mischt sich hier zugleich mit den heißen Verbrennungsgasen des zweiten vorderen Rostes. Diese heißen Gase, über welche hier der Rauch geleitet wird, enthalten nicht nur selbst keinen Rauch, sondern sie führen auch noch so viel Luft mit sich, um die vollkommene Verbrennung des aus der frischen Beschüttung sich entwickelnden Rauches zu bewirken. Natürlich muß der Heizer vor dem jedesmaligen Aufgeben die auf dem betreffenden Roste liegenden Kohlen auf den hinteren Rost zurückkrücken.

Einige Verbreitung hat die noch etwas einfachere Fairbairn-

Stephan'sche Einrichtung gefunden. Hier ist der Feuerraum der ganzen Länge nach durch eine gemauerte Zunge in zwei Theile geschieden,

Fig. 36.

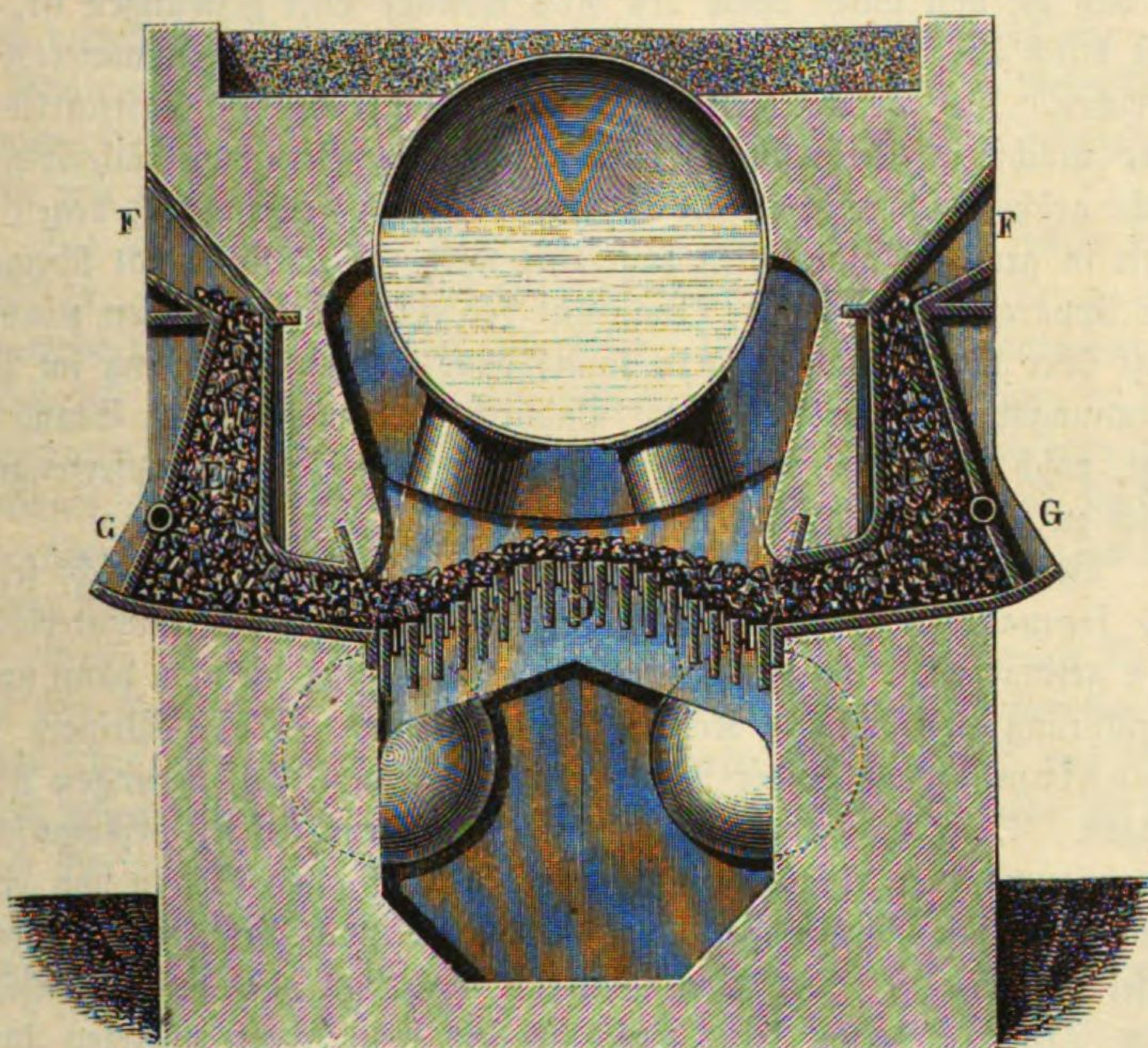


welche ebenfalls besondere Feuerthüren haben und abwechselnd beschickt werden, an der Feuerbrücke aber sich so vereinigen, daß durch schräg gesetzte Steine die Flamme jeder Abtheilung nach der Richtung der anderen hinübergeleitet wird, in der Weise, daß die Richtungen der Flammen in einiger Entfernung von der Feuerbrücke sich schneiden.

Die im Vorstehenden beschriebenen Feuerungen beruhen auf dem Princip, daß der Rauch und die gasförmigen Destillationsprodukte des frischen Brennmaterials genöthigt werden, durch die heißen Gase des im vollen Brande befindlichen hindurchzuziehen, und bei der hohen Temperatur der letzteren Gelegenheit finden, sich an ihnen zu entzünden und mit ihnen zu verbrennen. Hierbei zieht ein Theil der Verbrennungsluft durch das frische Brennmaterial, ein anderer durch das im Brande befindliche. Man kann aber noch weiter gehen, indem man die gesammte Verbrennungsluft zuerst durch das frische und dann durch das im Brande stehende Brennmaterial leitet. Auf diesem Princip beruht die Feuerung von Dumérty, welche in Fig. 37 S. 123 abgebildet ist.

Der Rost D, welcher von den Seiten nach der Mitte zu in einer schwachen Krümmung ansteigt, erhält sein Brennmaterial von den Kohlen-

Fig. 37.



behältern EE, welche die Gestalt von schmalen, nach unten sich etwas erweiternden Käſten haben und unten fast rechtwinklig nach dem Roste hin sich wenden. Ihre Länge ist nahezu so groß, als die Länge des Rostes, und ihre Füllung erfolgt durch zwei seitliche Oeffnungen FF oder durch besondere, an der Stirnseite angebrachte Füllkästen. GG sind zwei Klappen, welche durch die ganze Länge der Kohlenbehälter fortlaufen und periodisch in Bewegung gesetzt werden, wobei sie kleine Schwingungen von 4—10cm Weite machen. Denkt man sich nun die Kästen E mit Kohle gefüllt und die Klappen G in schwingende Bewegung gesetzt, so ist leicht zu begreifen, wie durch die Niederbewegung der Klappen die in der horizontalen Kastenabtheilung befindliche Kohle dem Roste zugeschoben wird, zwischen dem Roste und den brennenden Kohlen sich einkeilt und immer weiter aufwärts steigt. Wird hingegen die Klappe nach außen bewegt, so wird ein Nachrutschen des in der oberen Kastenabtheilung befindlichen Brennstoffs herbeigeführt. Die Bewegung der Klappen G erfolgt nicht kontinuirlich, sondern nur zu dem

Zeitpunkte, wo der Feuermann durch ein in der Stirnseite angebrachtes Fenster ein Schwarzwerden der höheren Rostpartie bemerkt.

Das Brennmaterial wird hierbei gleichmäßig von unten zugeführt, so daß die von unten durch den Rost tretende Luft gezwungen ist, zuerst durch das frische und dann durch das glühende Brennmaterial zu streichen. Der Erfolg hiervon ist — bei hinreichendem Luftzutritt — eine rauchfreie Verbrennung, bei welcher die Brennmaterialersparniß nicht größer und nicht kleiner ist, als bei allen Feuerungen, denen die Luft in großen Quantitäten zugeführt wird. Das Gute hat übrigens der Apparat, daß man die Quantität der eingeführten Kohlen zeitweise weit über die normale steigern kann, ohne daß eine Störung im Verbrennungsproceß vor sich geht. Dadurch wird man in den Stand gesetzt, rasch viel Dampf zu bilden; aber ein Mittel, die Dampferzeugung rasch zu unterbrechen, hat man nicht.

Bekanntlich wendet man bei metallurgischen Operationen nicht selten die sogenannten Gasgeneratoren an, um aus Brennmaterialien von geringem Werthe brennbare Gase zu erzeugen, die man dann unter Zuführung von Luft zu Kohlensäure verbrennt. Dieses Princip hat Beaufumé in folgender Weise auf die Dampfkesselfeuerungen übertragen. Sein Gasgenerator besteht aus einem tiefen, prismatischen Feuerraume, der ringsum geschlossen und auf allen Seiten von einer doppelten, mit Wasser gefüllten Blechwand nach Art der Lokomotivkessel umgeben ist. Das Brennmaterial wird von oben durch verschließbare Trichter, damit keine Luft in den Feuerraum eintreten kann, aufgegeben und in einer dieser Lagen auf den im unteren Theile des Feuerraums liegenden Rost aufgeschüttet. Der in dem Blechmantel sich erzeugende Dampf wird, wenn nicht eine bequemer zu benutzende Triebkraft vorhanden ist, zum Betriebe eines kleinen Ventilators angewendet, der unter den übrigens dicht verschlossenen Aschenfall Luft einbläst. Die in dem Gasgenerator sich erzeugenden Gase werden durch ein gußeisernes Rohr nach dem Kessel geleitet und strömen hier durch einen breiten, aus rektangulären Mündungen bestehenden Brenner aus; an derselben Stelle befindet sich aber noch ein zweiter, in gleicher Weise ausgeführter Brenner, durch welchen von dem oben erwähnten Ventilator atmosphärische Luft zugeführt wird, die mit den heißen brennbaren Gasen sich mischt und zu Kohlensäure verbrennt. Die Verbrennungsgase cirkuliren um den Kessel und entweichen, bis zu 180° abgekühlt, durch ein kurzes Rohr in die freie Luft.

Endlich sind zu den Rauchverbrennungsapparaten noch die sich selbst beschüttenden Feuerungsanlagen zu zählen. Man bezweckt mit denselben, eine ununterbrochene Speisung des Rostes und eine gleichförmige

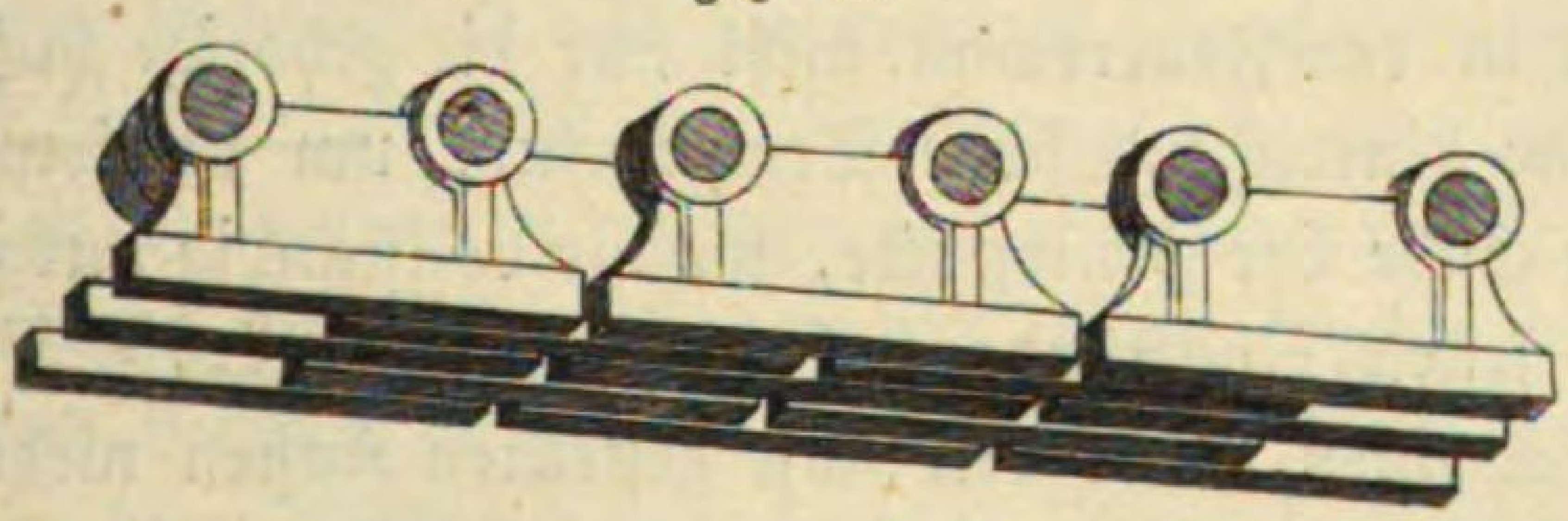
Vertheilung der Kohlen auf demselben hervorzubringen. Da hierbei das auf einmal auf den Rost gelangende Kohlenquantum ein sehr kleines ist, so erfährt der Feuerraum durch die frische Beschüttung keine erhebliche Abkühlung, und die glühenden Kohlen sind immer im Stande, die frisch hinzukommenden rasch zu entzünden und die Rauchentwicklung auf ein Minimum herabzuziehen. Man hat zweierlei Feuerungen dieser Art, entweder feste Roste mit beweglichen Speiseapparaten, oder bewegliche Roste mit festen Speiseapparaten.

Die ersteren wurden von Stanley angegeben und später von Collier, Dean u. A. verbessert, werden aber gegenwärtig kaum noch angewendet. Die Steinkohlen werden bei denselben durch Walzenpaare zerkleinert und durch Flügelräder mit gleichförmiger Bewegung in den Feuerraum geworfen. Den Vorrichtungen dieser Art macht man den Vorwurf, daß sie leicht der Zerstörung ausgesetzt sind und daß sie das Brennmaterial nicht gleichförmig vertheilen, namentlich dasselbe zu den beiden Seiten des Rostes zu sehr anhäufen.

Unter die beweglichen Roste gehört zunächst der kreisförmige Drehrost von Brunton. Er besteht aus einem horizontalen, kreisförmigen Roste, der eine langsam drehende Bewegung empfängt und von oben durch einen festen Trichter kontinuirlich beschickt wird. Derselbe hat sich keine Verbreitung verschaffen können.

Zweckmäßiger ist jedenfalls der Juckes-Tailfer'sche Kettenrost. Derselbe besteht, wie Fig. 38 zeigt, aus einer endlosen Kette kleiner,

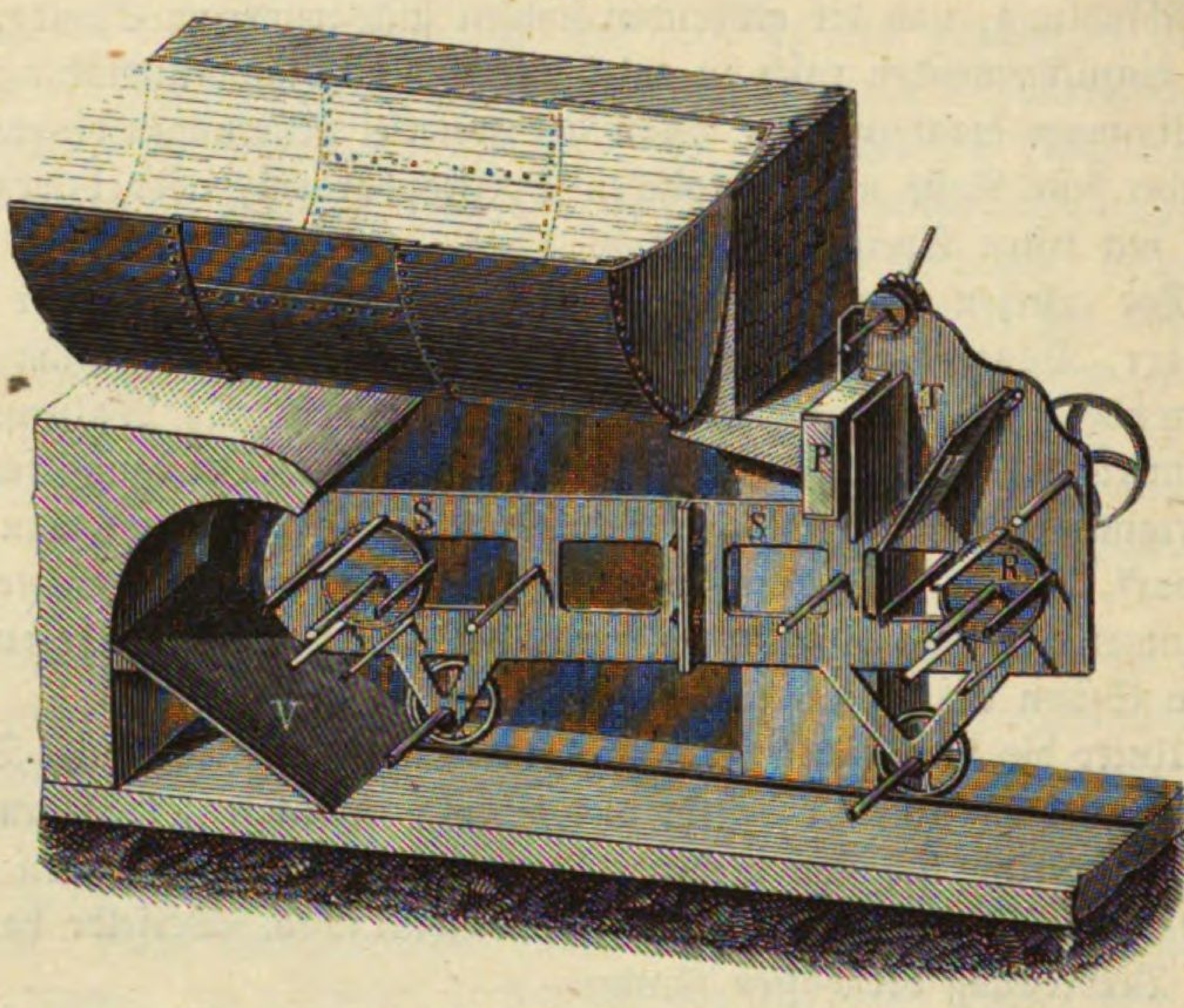
Fig. 38.



mit Gelenken versehener Roststäbe, welche durch eine Kettenscheibe eine fortschreitende Bewegung empfangen, indem die Zähne derselben zwischen die Gelenke der Roststäbe eingreifen. Die Kettenscheibe R (Fig. 39, S. 126, wobei der Rost weggenommen gedacht ist) erhält durch Räderwerk eine sehr langsame Umdrehungsbewegung, etwa so, daß der Kettenrost um 10—30 Millimeter in der Minute fortrückt. Das Gestelle S, auf welchem dieser Rost aufgelagert ist, geht auf Rädern und besteht aus zwei gußeisernen Wangen, die durch Spannstangen unter einander abgesteift sind. Die Steinkohlen werden in kleinen Stücken durch den Trichter T aufgegeben, der zu beiden Seiten von den Gestellwänden, hinten durch eine bewegliche Blechplatte U und vorn durch die gußeiserne, mit feuer-

festen Steinen ausgefütterte Thüre P begrenzt wird. Die Thüre P, welche an Ketten aufgehängt ist, läßt man so weit nieder, als es das

Fig. 39.



Bedürfniß verlangt, und hält sie dann durch Einlegen eines Sperrkegels in ein mit den Rollen der Thürketten verbundenes Sperrrad fest. Die Kohlen werden durch den Rost langsam mitgenommen und finden beim Eintritt in den Feuerraum nicht nur die gehörige Luftmenge, sondern auch eine hinreichend hohe Temperatur, um vollkommen zu verbrennen; am Ende der Feuerstätte, wo sie vollständig ausgebrannt sind, werden ihre festen Rückstände auf die geneigte Platte V abgeworfen, von der sie in einen unter den Rost gestellten Kasten niederfallen. Die Reinigung des Rostes ist eine selbstthätige, indem die kurzen Stäbe beim Uebergange über die Kettenscheiben ihre Fugen selbst aufbrechen. Die Spannung der Kette kann man vermittelst einer Stellschraube nach Belieben verändern.

Die Resultate, die man mit dieser Feuerung gewonnen hat, sind verschieden und zum Theil widersprechend. Es liegen allerdings Zeugnisse vor, nach denen man gegen gewöhnliche Feuerung bis zu 18 % an Brennmaterial gewonnen hat, oder auch in den Stand gesetzt worden ist, schlechtere Brennstoffe zu verwenden; dagegen ist es auch vorgekommen, daß nach dem Einbaue eines solchen Kettenrostes der Brennmaterialaufwand sich gesteigert hat oder das vorher erzeugte Dampfquantum nicht mehr producirt worden ist. Ein Mangel liegt jedenfalls

darin, daß an den Seitenwänden, sowie an der Feuerbrücke sich Cinder anlegen, dadurch wird einestheils die Rostfläche verkleinert, anderntheils ist der Heizer dann genöthigt, die Thüre zu öffnen und die Cinder zurückzuziehen, was unter Umständen mehrmals des Tages vorkommen kann. Außerdem hat der Jukes'sche Kettenrost mit allen ähnlichen Vorrichtungen noch den Nachtheil gemein, daß er aus vielen beweglichen Theilen besteht, die einer hohen Temperatur ausgesetzt sind; doch ist dieser Nachtheil nach den Erfahrungen, die man in England gemacht hat, nicht von Belang.

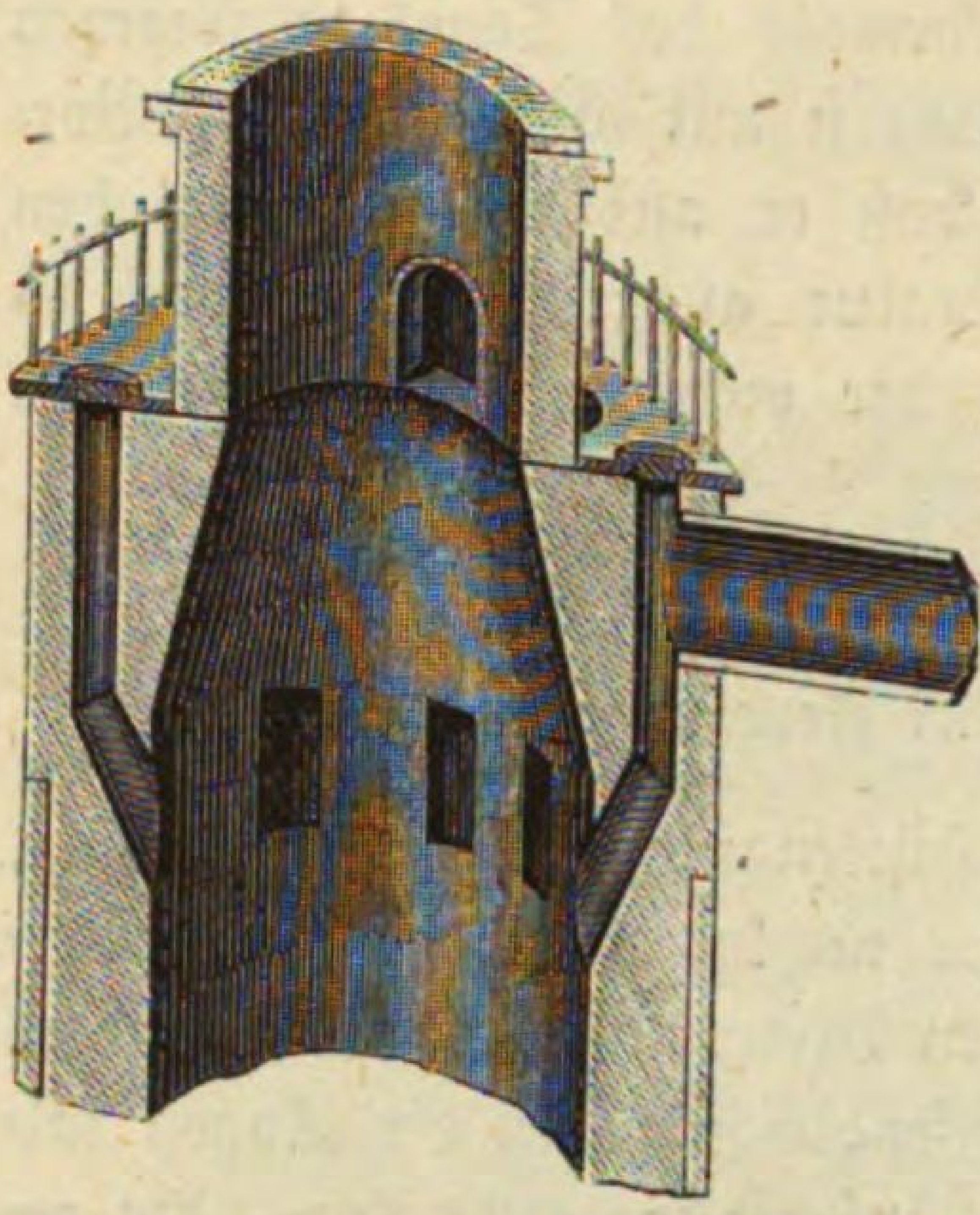
6. Die Benutzung fremder Feuerungen.

Bei den meisten Schmelzöfen der Hüttenanlagen geht ein großer, ja der größte Theil der erzeugten Wärme nutzlos verloren. Diese Verschwendung des immer theurer werdenden Brennmaterials ist besonders bei großen Schmelzöfen, wie bei den Eisenhohöfen, in die Augen fallend. Der Schmelzproceß erheischt eine äußerst intensive Hitze, die geschmolzenen Substanzen konsumiren aber nur einen sehr mäßigen Theil derselben. Der größte Theil der enormen Wärmemenge entweicht durch die Gichtöffnung in die Luft. Man ist daher schon seit längerer Zeit darauf bedacht gewesen, die verloren gehende Hitze solcher Oefen auf irgend eine Weise zu benutzen, und hat dieß erreicht, ohne den Gang des Ofens zu beeinträchtigen. So hat man die Gichtflamme zum Brennen von Kalk, zum Rösten von Erz, zum Verkohlen von Holz, zur Heizung der Gebläseluft und zu anderen Zwecken verwendet. Von besonderer Wichtigkeit aber ist die Benutzung der abgehenden Wärme zur Heizung von Dampfkesseln, wovon im Folgenden die Rede sein wird.

Die Ableitung der Gase aus dem Hohofen kann für diesen Zweck zunächst dadurch bewirkt werden, daß man einen Theil der Gase durch verschiedene, in der Ofenwand angebrachte Oeffnungen entweichen läßt, wobei die Gicht wie gewöhnlich offen bleibt. Dieses Verfahren ist zuerst von Faber du Faur eingeführt und seitdem auf verschiedenen Hütten, nur mit der Modifikation, daß man die Ausströmungsöffnungen höher legte, angewendet worden. Faber brachte dieselben bei etwa 0,3 der Ofenhöhe, von oben gerechnet, an. Dieß war aber offenbar zu tief; denn hier ist die Beschickung schon in voller Gluth, und die Ableitung der Gase hat daher für den Ofen einen beträchtlichen Wärmeverlust zur Folge, welcher nur durch vergrößerten Brennstoffaufwand ausgeglichen werden kann. Zudem darf auch in den weiter oben gelegenen Partien die reducirende Wirkung der Gase nicht fehlen. Dieses Verfahren, welches in Fig. 40 S. 128 veranschaulicht ist, hat den Vortheil, daß

die Gichtöffnung nicht verengt zu werden braucht, dagegen den Nachtheil, daß nur ein kleiner Theil der Gase aus dem Ofen abgeleitet wird.

Fig. 40.



Einen größeren Theil gewinnt man, wenn man die Gase bei geschlossener Gichtmündung ableitet und die Mündung nur bei dem jedesmaligen Aufgeben öffnet. In dieser Weise sind u. a. die Hohöfen in Le Pouzin eingerichtet. Dieselben sind 16 m hoch, und ihre Gichtöffnung hat einen Durchmesser von 2 m. Die Gase entweichen durch sechs Abzugsöffnungen in den Seiten des Ofens und sammeln sich in einem ringförmigen, im Schachtgemäuer angebrachten Raum, aus dem sie durch einen Kanal abwärts geleitet werden. Die Gichtöffnung ist mit einer ringförmigen, gußeisernen Rinne von 0,1 m Weite und 0,2 m Höhe eingefaßt, welche mit Wasser gefüllt ist. In diese Rinne wird ein von starkem Eisenblech gearbeiteter Deckel mit einem cylindrischen Ansatz eingesetzt, so daß die Gase durch hydraulische Absperrung am Entweichen aus der Gichtmündung gehindert sind. Der Deckel hängt an dem einen Arme eines Hebels, mittelst dessen er leicht abgehoben und zur Seite gedreht werden kann.

Am häufigsten findet man das folgende Verfahren angewendet. In die Gichtmündung wird ein an beiden Enden offener, cirka 2 m in den Schacht hineinreichender, eiserner Cylinder oder nach unten sich erweiternder Kegel gehängt, dessen Durchmesser um so viel kleiner als der der Gichtmündung ist, daß zwischen ihm und der Ofenwand ein ringförmiger Raum von 0,2 m—0,3 m Breite bleibt. Die Gase strömen dann in diesen (oben geschlossenen) Raum ein und gelangen von hier aus in die Abzugskanäle, die von diesem Raume ausgehen. Die Mündung des eingehängten Cylinders kann entweder beständig offen bleiben oder durch einen Deckel geschlossen werden, der beim jedesmaligen Aufgeben abgehoben wird. Eine Vorrichtung dieser Art zeigt Fig. 41 S. 129. An den eingehängten Kegel ist oben ringsum ein Winkeleisen angenietet, welches auf dem nach innen vorspringenden Kranze der Gichtmündung befestigt ist. Der Deckel, der wieder hydraulischen Schluß hat, dreht sich um ein Charnier und ist zur Erleichterung des Oeffnens und Schließens mit einem Gegengewicht versehen.

Eine ähnliche Einrichtung hat man auch bei der Hohofenanlage auf der Quint bei Trier getroffen. Der eingehängte Cylinder ist von Eisen-

blech, 1,7 m hoch und 1,4 m weit und steht ringsum von dem Schachtmauerwerk um 0,2 m ab. Die in dem ringförmigen Raume sich ansammelnden Gase werden durch ein viereckiges Rohr von 0,6 m Breite und 0,4 m Höhe in einen gußeisernen Sammelkasten und aus diesem durch zwei 0,4 m weite Blechröhren und zwei daran stoßende, gemauerte Kanäle von 0,4 m im Quadrat den beiden zu heizenden Dampfkesseln zugeführt. Aus dem gemauerten Kanale A gelangen, wie Fig. 42 zeigt, die Gase in einen zweiten gußeisernen Sammelkasten b, dessen nach dem Kessel gerichtete Platte mit 30 Stück in drei Reihen stehenden, 0,14 m langen Düsen versehen ist. Diese Düsen münden in einer anderen Platte c aus, die diesem Zwecke entsprechende Oeffnungen hat; doch sind

Fig. 41.

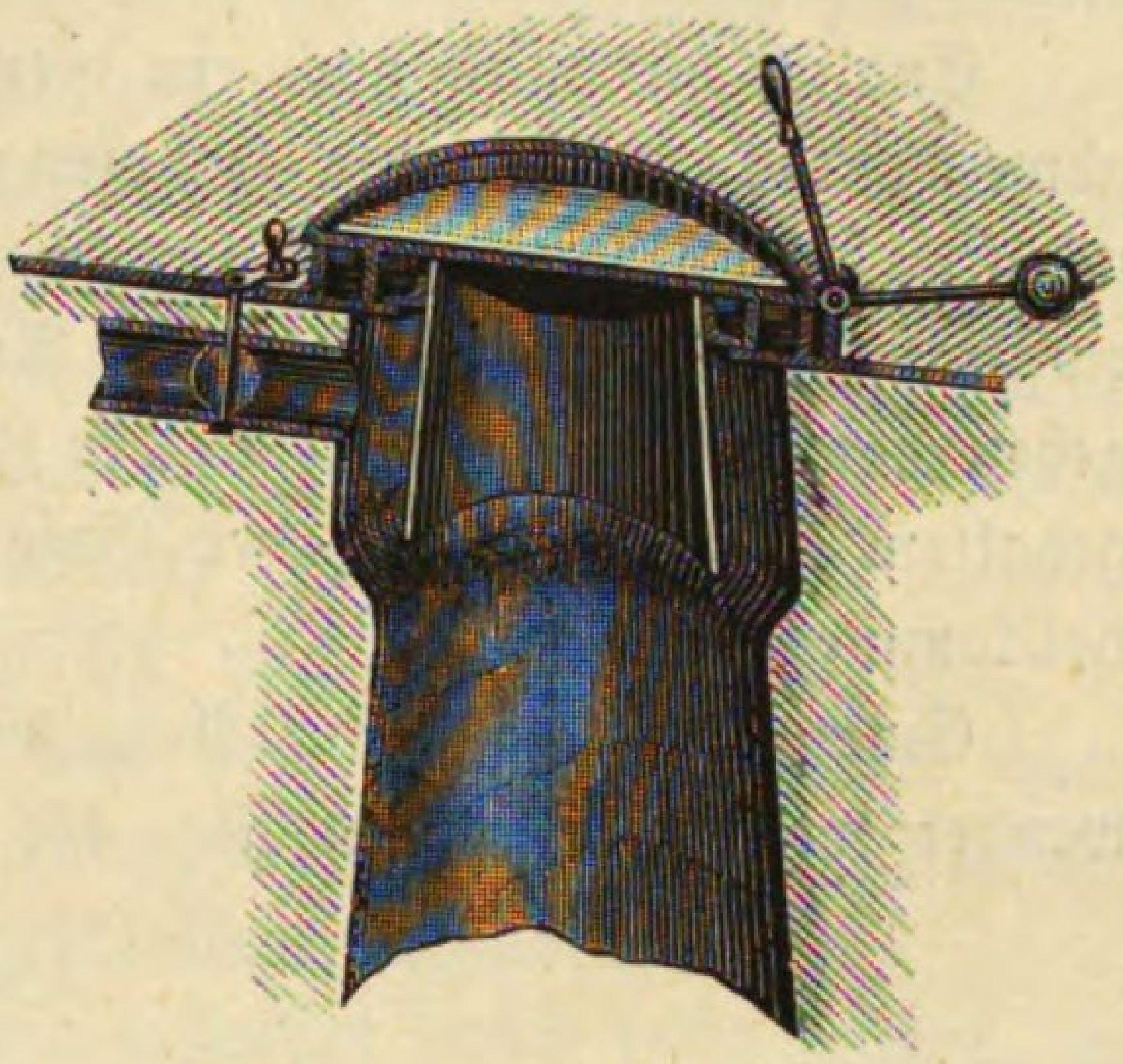
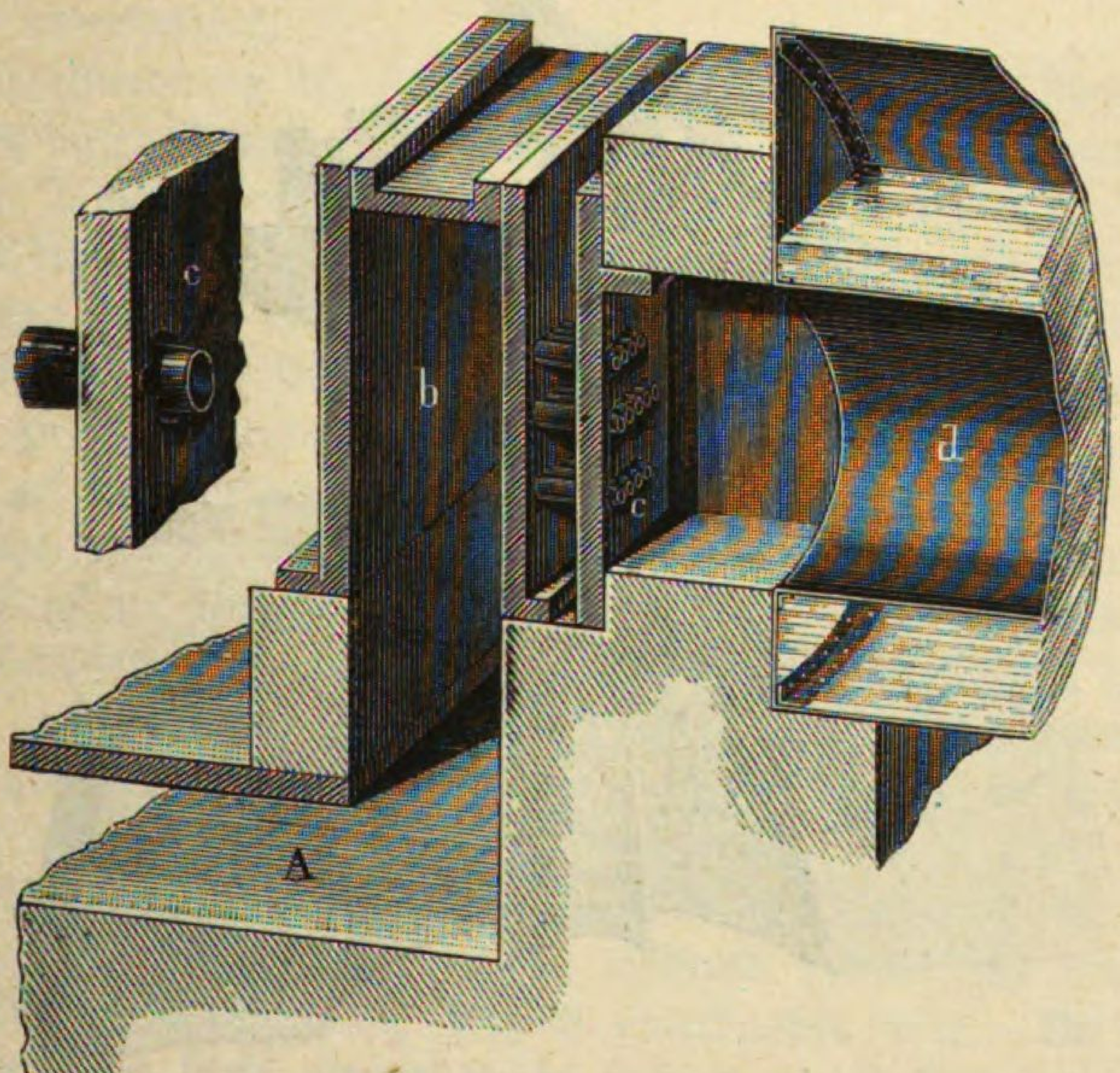


Fig. 42.



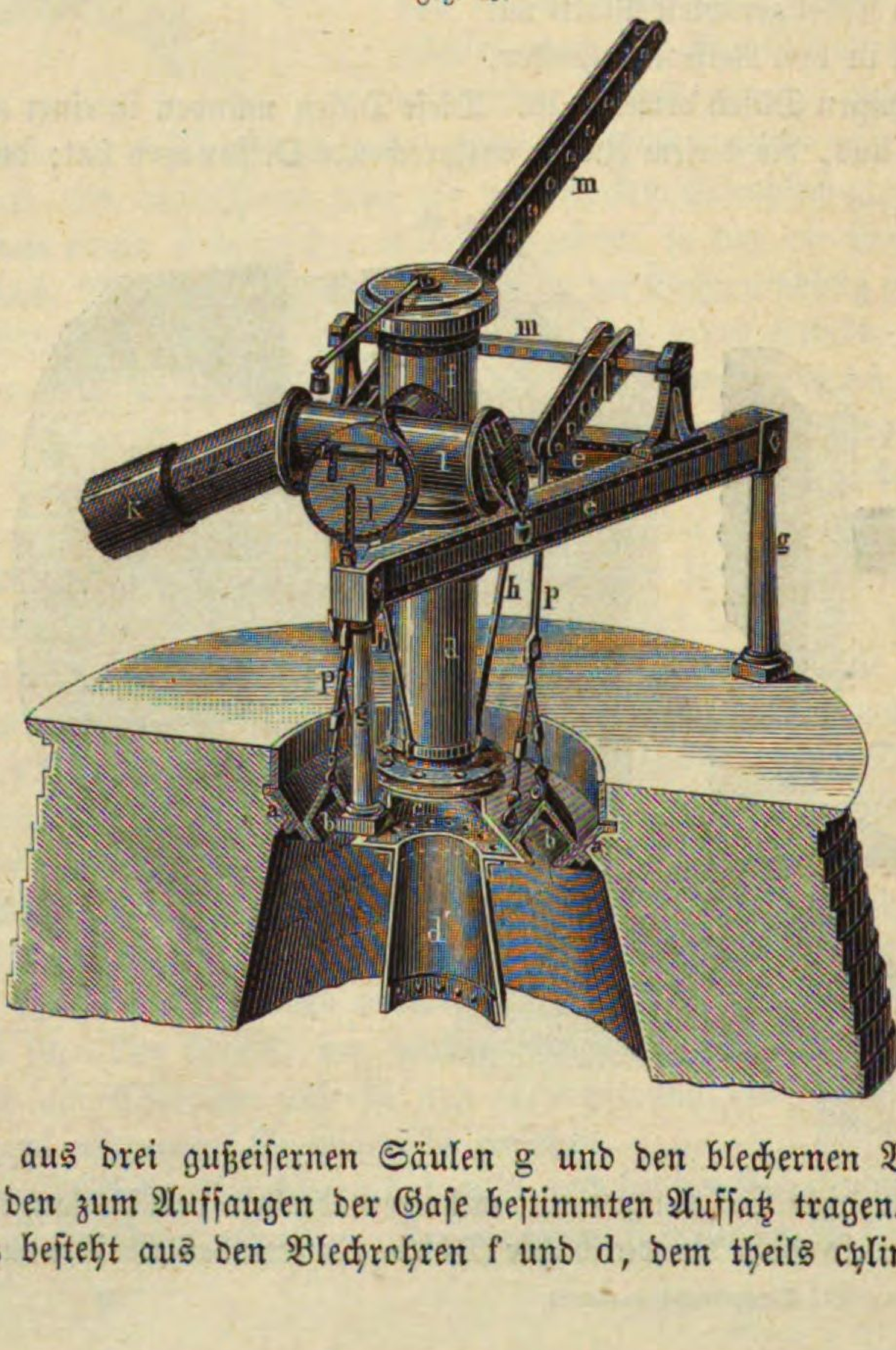
außerdem diese Oeffnungen an mehreren Stellen des Umfangs etwas erweitert, so daß die durch die Düsen eintretenden Gase von einem

Strome atmosphärischer Luft umgeben werden, der ihre Verbrennung in dem Flammenrohre d des Kessels befördert. Zwei auf diese Weise geheizte Kessel und ein dritter, gleich großer mit unmittelbarer Feuerung dienen zusammen zum Betriebe der Gebläsemaschine von 60 Pferdekräften.

Endlich hat man noch ein viertes, von den beschriebenen wesentlich abweichendes Mittel, die Hohofengase abzuleiten. Die Gase werden nämlich in einem Aufsatze über der Gichtmündung aufgefangen und der ringförmige Raum zwischen dem Aufsatze und der Ofenwand zum Aufgeben der Gichten benutzt, in der Zwischenzeit aber sorgfältig geschlossen gehalten. Die Ableitung der Gase auf diese Weise ist unbestritten die vollkommenste.

Einen Apparat dieser Art, wie er von Coingt in Aubin angewendet worden ist, zeigt Fig. 43. Ueber der Gicht befindet sich ein

Fig. 43.



Gestell aus drei gußeisernen Säulen g und den blechernen Balken e, welche den zum Aufsaugen der Gase bestimmten Aufsatz tragen. Dieser Aufsatz besteht aus den Blechrohren f und d, dem theils cylindrischen,

theils nach unten sich erweiternden, gußeisernen Rohr c und dem konischen Rohr d' aus Eisenblech. Die Ofenwand der Gichtmündung ist mit einem gußeisernen Kranze a ausgefüttert, und zwischen diesen und die konische Erweiterung des Rohrs c paßt der ringförmige Trichter b, welcher vor dem Aufgeben der Beschickung mittelst der Stangen p und des Balanciers m in die Höhe gehoben wird. Um einen möglichst dichten Abschluß zu bewirken, dreht man die Berührungsflächen der Trichter a, b, c ab. Durch die Stangen h kann der Trichter c nach Bedürfniß etwas gehoben werden, und zu diesem Zwecke ist das Rohr d in dem Rohre f teleskopartig verschiebbar. Aus dem Rohre f werden die Gase durch das Blechrohr k zunächst nach einem Staubkasten, in welchem sie die Flugasche absetzen, und von da nach dem Orte ihrer Bestimmung geleitet. Zur Untersuchung der Rohrleitung im Aufsatze dienen die durch belastete Klappen geschlossenen Knierohre l.

Aus der Leitung treten die Gase entweder durch rektanguläre, in der Mauerung ausgesparte Oeffnungen unter gleichzeitiger Einführung von atmosphärischer Luft oder durch Düsen, wie sie auf S. 129 beschrieben wurden, unter den Dampfkessel. Eine kleine Rostfeuerung, welche die Gase immer in entzündetem Zustande erhält, ist aber hierbei beinahe unentbehrlich.

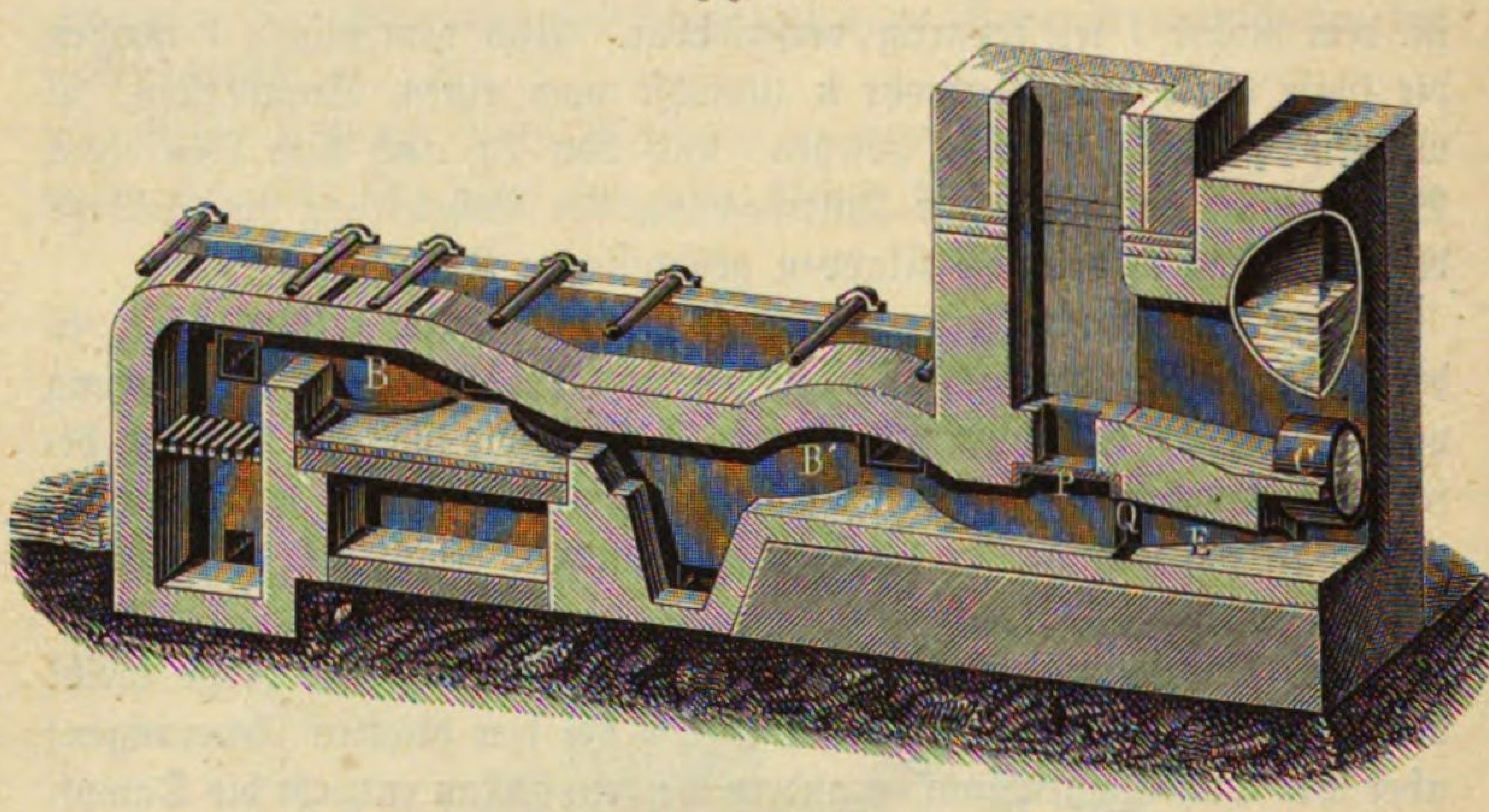
Die Anordnung der Kessel und die Einrichtung der Züge bleibt bei allen diesen Feuerungen dieselbe, wie bei den direkten Feuerungen; aber ihre Dimensionen müssen andere werden. Man entzieht die Dampferzeuger dem Einflusse der strahlenden Wärme, die gewiß von großer Bedeutung ist, und muß daher diesen Mangel durch Vergrößerung der Heizfläche ersetzen. Einem Kessel, dem man bei direkter Feuerung 3 □^{m} Heizfläche geben würde, muß man bei dieser indirekten cirka 5 □^{m} geben. Dadurch werden die Kessel freilich groß und theuer; doch steht dieser Aufwand nicht im Verhältniß zu dem dadurch erzielten Gewinn. Auch die Züge und der Schornstein sind etwas weiter zu machen, etwa so, daß die Querschnitte derselben $1\frac{1}{2}$mal so groß werden, als bei direkter Feuerung, damit die Gase eine kleinere Geschwindigkeit erhalten und ihre Wärme möglichst vollständig an die Dampferzeuger abgeben.

Schließlich ist noch einer Vorsichtsmaßregel zu gedenken, welche sich dadurch nothwendig macht, daß während des Abstichs der Wind abgestellt, die Gasfeuerung folglich unterbrochen wird. Bei diesem Stillstand kann leicht atmosphärische Luft in die Gasleitung eintreten und zu Explosionen Anlaß geben. Deshalb wird vor dem Abstich die Gasleitung durch zwei Schieber abgeschlossen, von denen der eine an der Gicht und der andere nahe an den Kesseln angebracht ist. Ist

nach vollendetem Abstich wieder angeblasen, so öffnet man den oberen Schieber und zugleich einen anderen, in der Nähe des Kessels befindlichen, durch welchen auf kurze Zeit die Gase und die möglicherweise mit ihnen vermischte, atmosphärische Luft direkt in den Schornstein abgeleitet werden.

Bei Puddel- und Schweißöfen läßt sich die Ableitung der abgehenden Wärme nach einem Dampfkessel noch leichter bewerkstelligen, als bei den Hohöfen. Fig. 44 stellt eine solche Anlage dar, wie sie

Fig. 44.



Grouvelle bei einem Puddelofen ausgeführt hat, auf dessen Rost stündlich 90 Kilogr. Steinkohlen verbrannt werden. Die gasförmigen Verbrennungsprodukte gelangen, nachdem sie im Puddelofen B gewirkt haben und durch den Glühofen B' hindurchgegangen sind, in den Zug E, dessen Decke von $0{,}33^m$ Höhe bis zu $0{,}28^m$ sich senkt, damit auf die Sieberohre C (das vordere ist weggeschnitten gedacht) keine Stichflamme wirken könne. Die Sieberohre liegen $0{,}28^m$ über der Sohle des Zuges, der hier eine Breite von $1{,}2^m$ hat; der Querschnitt des Zuges ist also $0{,}336\ \square^m$. Am Ende der Sieberohre steigen die Gase durch zwei Kanäle, von denen jeder $0{,}2\ \square^m$ Querschnitt hat, nach dem Hauptkessel aufwärts und ziehen dann wieder unter dem Hauptkessel rückwärts nach dem Schornstein. Der letzte Zug hat $0{,}42\ \square^m$ Querschnitt. Durch Schließen des Schiebers Q und Oeffnen des Schiebers P kann die Kesselfeuerung abgestellt werden; die Gase entweichen dann unmittelbar in den Schornstein. Diese Feuerung gibt nach Grouvelle den Dampf für 25 Pferdekräfte.

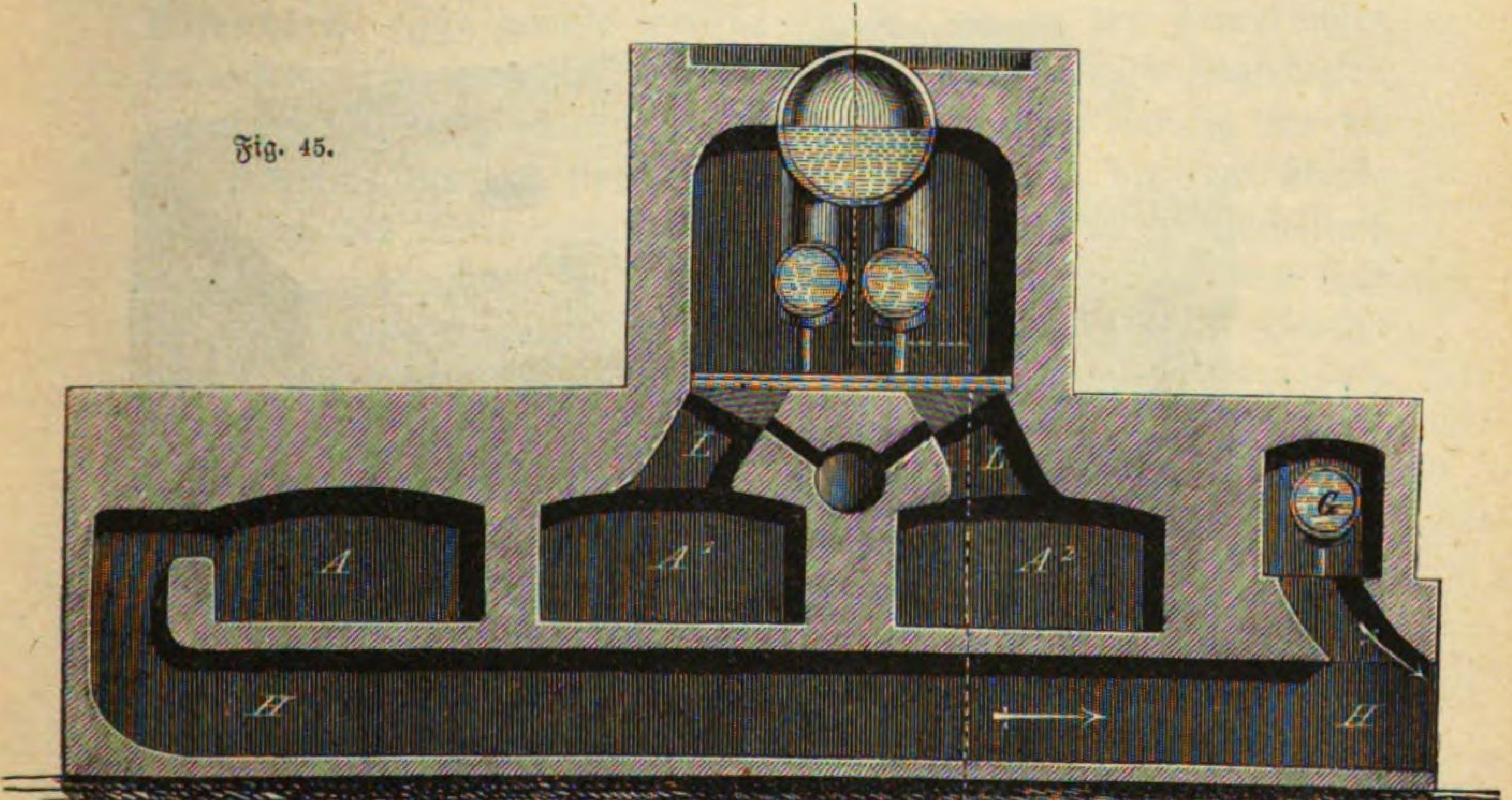
Die abgehende Hitze der Schweißöfen gibt einen noch etwas höheren Effekt als die der Puddelöfen. Dieß hat seinen Grund in mehreren

Umständen. Zunächst ist der durchschnittliche Kohlenverbrauch größer als der des Puddelofens; dann findet im Puddelofen eine chemische Zersetzung und Wiederverbindung statt, welche Wärme absorbirt, während im Schweißofen das Material nur erhitzt wird, und endlich verbindet man mit dem Puddelofen fast immer einen Glühofen, wodurch sich ein häufigeres Oeffnen der Arbeitsöffnungen nothwendig macht. Während sich bei einem Puddelofen auf 90 Kilogr. Kohlenverbrauch nur eine Dampferzeugung von 300 Kilogr. annehmen läßt, kann man bei einem Schweißofen mit 110 Kilogr. Kohlenverbrauch auf eine Dampferzeugung von mindestens 500 Kilogr. rechnen.

Am allgemeinsten ist die Benutzung der Kokesofengase. Zwar ist dieselbe immer mit dem Uebelstande verknüpft, daß die Qualität und Quantität des ausgebrachten Kokes mehr oder weniger verringert wird; auch ist sie in der Anlage theuer und im Gebrauche mit mancherlei Unbequemlichkeiten verbunden, doch werden bei zweckmäßiger Ausführung diese Uebelstände durch den erzielten Gewinn reichlich aufgewogen.

Die Heizfläche der durch Kokesöfen geheizten Dampfkessel muß sehr groß gemacht werden; einestheils wieder aus dem Grunde, weil ein erheblicher Theil der Wärme im Ofen, und nur der andere unter dem Kessel zur Wirkung kommt, anderntheils aber deßhalb, weil die Tem-

Fig. 45.



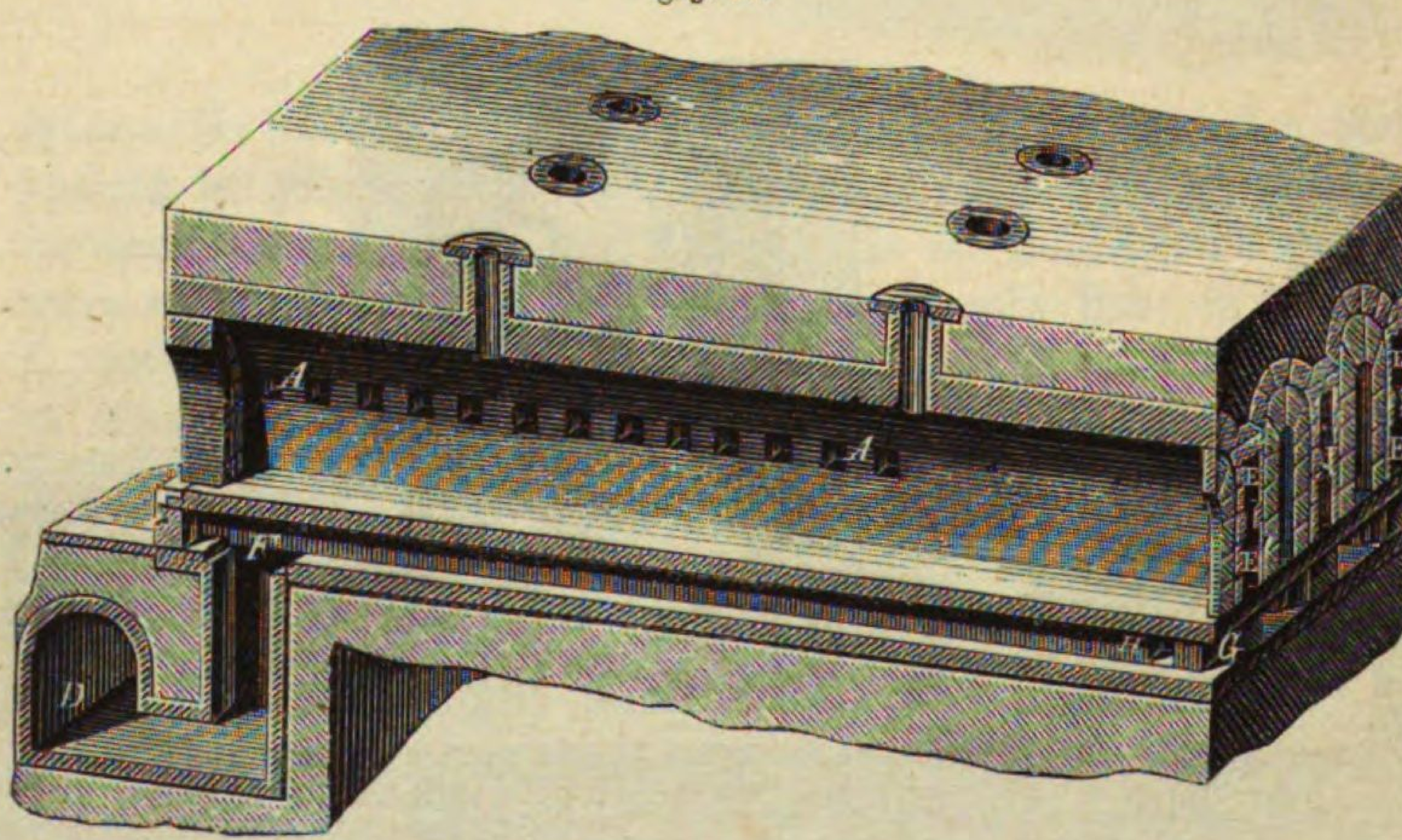
peratur der abziehenden Gase in den verschiedenen Perioden des Verkokungsprocesses sehr verschieden ist und bisweilen bis zu einer ziemlich tief liegenden Grenze herabsinkt. Man kann auf die Pferdekraft ungefähr

3 Quadratmeter Heizfläche rechnen, und je 100 Kilogr. des Einsatzes liefern den Dampf für 1/4 Pferdekraft.

Bei der in Fig. 45 S. 133 dargestellten Anordnung liegt der Dampfkessel mit seinen Siederohren über zwei Kokesöfen, welche abwechselnd beschickt werden, damit die Temperatur möglichst konstant bleibt. Solcher Dampfkessel werden mehrere neben einander aufgestellt. Nimmt man z. B. drei an, so erfordern diese zu ihrer Erwärmung 6 Oefen. Diesen sind 2 Oefen zur Reserve, und, wenn man die Sohlen erhitzt, wie in der Zeichnung angegeben, noch zu diesem Zwecke 2 Oefen beizugeben, so daß im Ganzen zu 3 Kesseln 10 Oefen erforderlich sind, von denen jedoch nur 6 direkt zur Heizung der Kessel dienen. Die aus den Oefen A^1 und A^2 abziehenden Gase strömen durch die Kanäle L L in den die Sieder und den untern Theil des Hauptkessels umgebenden Zug, treten seitswärts nach dem Vorwärmerohr G über, das sie der Länge nach bestreichen, und entweichen endlich durch den Kanal H unter den Ofensohlen in den Schornstein. Die Gase aus dem Ofen A ziehen direkt durch den Kanal H in den Schornstein und dienen lediglich zum Warmhalten der Ofensohlen.

Fig. 46 zeigt eine Kokesofenanlage, bei welcher die Kessel neben die Oefen zu liegen kommen. Die Gase gehen durch die Oeffnungen

Fig. 46.



A in die Kanäle E, aus diesen durch die vermittelst Schieber regulirbaren Oeffnungen J, welche zugleich für den Eintritt der atmosphärischen Luft bestimmt sind, in die Kanäle E', dann durch rechtwinklig umgebogene Verbindungsstücke in die Sohlkanäle G, H und endlich aus den

letzteren durch F und D nach den Dampfkesseln, unter denen ein gelindes Feuer erhalten wird, um die auf dem langen Wege sich abkühlenden Gase wieder zu entzünden.

Zum Heizen durch die Kokesofengase eignen sich die Henschel'schen Kessel recht gut. Man legt dann die einzelnen Sieder zwischen je zwei Oefen, indem man die Gase durch Seitenöffnungen ausströmen, um die Sieder cirkuliren und durch die Sohlkanäle nach dem Schornstein entweichen läßt, oder man legt die Sieder in die Sohlkanäle selbst und läßt die Gase durch Oeffnungen in den Seitenwänden nach den Sohlkanälen niedertreten.

III.

Von den Dampfkesseln.

1.

Material.

Als Material zu den Dampfkesseln dient beinahe ausschließlich Eisenblech. Für gewisse specielle Zwecke, wie zu den Feuerbüchsen der Lokomotiven verwendet man auch Kupferblech. Die Zugfestigkeit des Kupfers beträgt jedoch bei niedern Temperaturen nur $^2/_3$ von der des Schmiedeisens und sinkt bei 400^0-500^0 auf $^1/_2$ derselben herab; hinsichtlich des Wärmeleitungsvermögens ist es diesem im Verhältniß von 100 zu 41 überlegen; seiner allgemeineren Anwendung aber steht seine Kostspieligkeit entgegen, die durch das höhere specifische Gewicht des Kupfers noch vermehrt wird. Die Anwendung des Messingblechs ist unzuläßig und in den meisten Ländern geradezu verboten, oder nur ausnahmsweise für enge, gezogene Röhren gestattet.

Auch das Gußeißen ist durch die meisten Dampfkesselgesetze verpönt, oder es ist wenigstens seine Anwendung nur unter Beschränkungen erlaubt.

Es wird z. B. gestattet, ganze Kessel zum Kochen von Farben unter hohem Druck von 20—30 Atmosphären zu erstellen, in Form von Cylindern und Kugeln, jedoch nur in kleinen Dimensionen, z. B. bis auf $0{,}4^m$ Durchmesser und entsprechender Wanddicke. Es ist ferner zuläßig, auch bei gewöhnlichen Dampfkesseln gußeiserne Theile zu verwenden, wie z. B. Köpfe an Bouilleurs, an Dampfdome, Rohraufsätze,

Deckel ꝛc. Solche Theile dürfen jedoch nicht in Zügen angebracht sein, wo die heißen Gase eine hohe Temperatur haben, sondern sie sollen der Temperatur des Dampfes gleichmäßig folgen; es darf also nicht eine Stelle desselben Stückes die Temperatur des Dampfes, eine andere Stelle eine wesentlich höhere Temperatur annehmen. Wo dieß vorkäme, müßten ungleiche Ausdehnungen entstehen, welchen das Gußeisen auf die Dauer nicht widerstehen kann, da sein Material kurz, spröde und wenig ausdehnsam ist.

In neuerer Zeit wird Stahlblech häufig zu Dampfkesseln verwendet. Dasselbe hat $^7/_4$mal mehr Festigkeit als Eisenblech; es kann daher seine Wanddicke gegen einen Druck von Innen auf $^4/_7$ derjenigen des Eisenbleches reducirt werden. Dadurch wird das Gewicht erheblich kleiner und die Leitung der Wärme durch die Kesselwände erhöht. Diese Vortheile scheinen so bedeutend, daß man annehmen sollte, es werde das Eisenblech beim Kesselbau durch das Stahlblech verdrängt. Allein dem ist nicht so und wohl aus folgenden Gründen.

Die Wärmeleitungsfähigkeit wird nicht allein durch die reine Metallschichte bedingt, sondern mehr noch durch die Stoffe (Rost, Ruß, Kesselstein ꝛc.), welche auf der äußern und innern Oberfläche des Bleches haften. Da nun diese beim Stahlblech wie beim Eisenblech vorkommen, so tritt der Einfluß der geringern Dicke des Stahlbleches merklich zurück. Nach List in Hagen, der vergleichende Versuche anstellte, ist das Verdampfungsvermögen des Stahlkessels nahe $^5/_4$ von dem eines Eisenkessels von gleicher Größe, Form und Festigkeit. Es kann angenommen werden, es sei beim gewöhnlichen Zustand der Ruß- und Kesselsteinschichten diese Ziffer zu hoch.

Betreffend die Festigkeit, so kommt hier nicht allein der Widerstand, den das Material leistet, in Betracht, sondern auch das Maß der Ausdehnbarkeit. Wenn ein Glasgefäß auf einer Seite erwärmt wird, so dehnt es sich auf dieser Seite aus. Es sind daher am Gefäß eine heiße und kalte Zone vorhanden, die durch eine gemäßigte Zone mit abgestufter Temperatur in einander übergehen. Auf diese Uebergangszone wirkt die kalte zusammenziehend, die heiße ausdehnend. Hat die Temperatur der heißen einen gewissen Grad erreicht, so muß die Wand an irgend einer Uebergangsstelle zerreißen, weil sie die Verstreckung nicht erträgt, der sie ausgesetzt ist.

Denkt man sich das Gefäß aus Blei, so würden die kältern Zonen in ihrer Ausdehnung so weit folgen, daß eine Ausgleichung der Spannungen eintritt, allein ohne zu reißen, weil das Blei eine große Ausdehnung annehmen kann, bevor es bricht.

Aehnlich verhält es sich mit weichem Schmiedeisen, dem sogenannten

Holzkohleneisen und dem als zähe anerkannten Low-Moor-Blech. Solches Eisen kann sich um 0,05 und mehr seiner ursprünglichen Länge ausdehnen, bevor es bricht, während Gußstahlblech nur eine Zunahme von 0,0075 zuläßt, d. h. eine solche, die 6 bis 7mal kleiner ist als die von gutem Schmiedeisen.

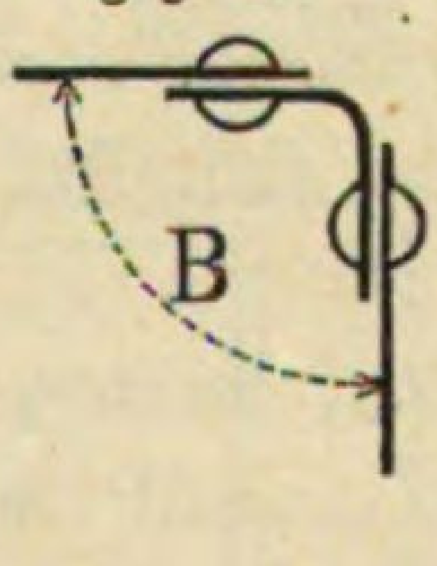
Eine große Zahl von Explosionsfällen läßt sich auf die erwähnte Erscheinung von ungleicher Erwärmung desselben Kesseltheils zurückführen. Hiebei ist also nicht der Koefficient der Festigkeit allein maßgebend, sondern mehr noch derjenige der Ausdehnbarkeit. Dieser ist für Stahlblech klein; daher werden Stahlkessel, welche forcirt werden, sich auf die Dauer kaum gut halten.

Das Vorstehende findet seine Bestätigung theilweise auch durch Wahrnehmungen in der Kesselschmiede. Ein gutes Eisenblech kann in kaltem Zustand zu einem engen Rohr aufgebogen werden, ohne daß die äußere Oberfläche Risse annimmt; schwieriger und ungleichartiger zeigt sich hierin das Stahlblech. Ebenso zeigt es sich schwierig beim Stanzen der Löcher und beim Vernieten, Zurichten 2c. Reparaturen an Stahlkesseln sind aus gleichem Grunde schwieriger vorzunehmen als an Eisenblechkesseln.

Ein weiterer Umstand, wenn auch weniger wichtig, darf für die Praxis doch nicht übersehen werden. Stahl rostet leicht. Nun ist eine dünne Wand unter sonst gleichen Umständen bälder durchgefressen als eine dickere. Beschädigungen dieser Art führen daher einen Stahlkessel früher außer Dienst als einen schmiedeisernen.

Geringere und bessere Sorten von Eisenblech zeigen mit Rücksicht auf den Koefficient der Festigkeit wenig Unterschiede; dagegen einen sehr bedeutenden in Hinsicht der Ausdehnbarkeit. Es gibt Eisenblech, das so kurz ist, daß es, in kaltem Zustand nur schwach aufgebogen, Risse erhält. Solches Eisen soll nicht zu Dampfkesseln verwendet werden. Die beste Qualität ist da zu verwenden, wo die Wärme am stärksten einwirkt und wo außer der normalen Spannung noch andere auftreten, wie z. B. durch ungleiche Erwärmung und an Winkelstellen Fig. 47, wo die Winkel B durch Nachgeben einer flachen Wand abwechselnd größer und kleiner werden. Solche besondere Spannung hält das Material nur dauernd aus, wenn sein Ausdehnbarkeits- oder Zähigkeitskoefficient groß ist. Man sollte daher die Festigkeit des Eisens für Kessel nicht mehr nach der gewöhnlichen Methode prüfen, sondern durch Aufbiegen im kalten Zustand und dafür gewisse Regeln aufstellen.

Fig. 47.

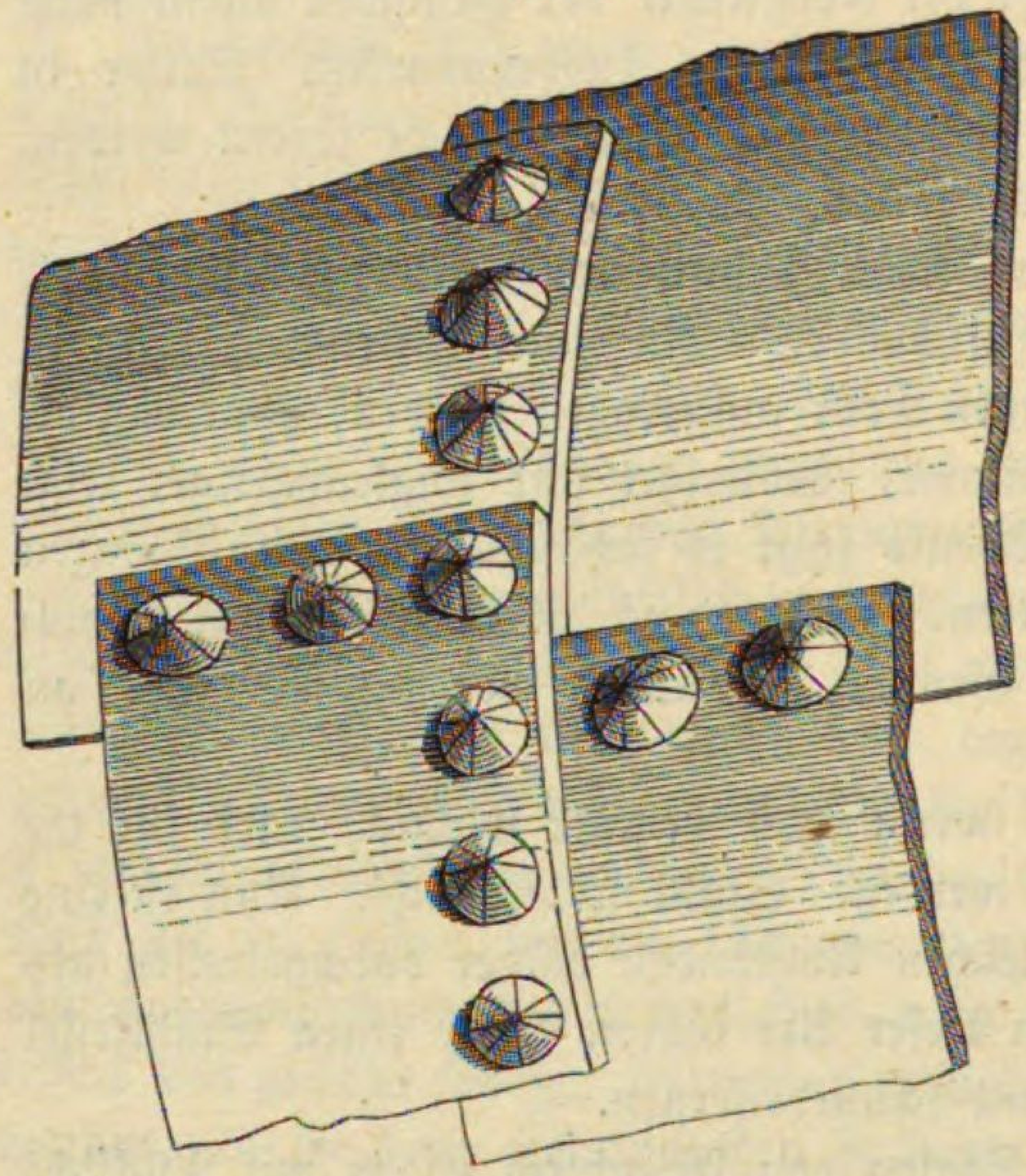


2.

Verbindung der Theile.

Die einzelnen Blechplatten sind sowohl der Länge, als der Breite nach durch Nietreihen verbunden. Es kommen dabei je zwei, in den Ecken je drei Tafeln über einander, wie Fig. 48 zeigt.

Fig. 48.

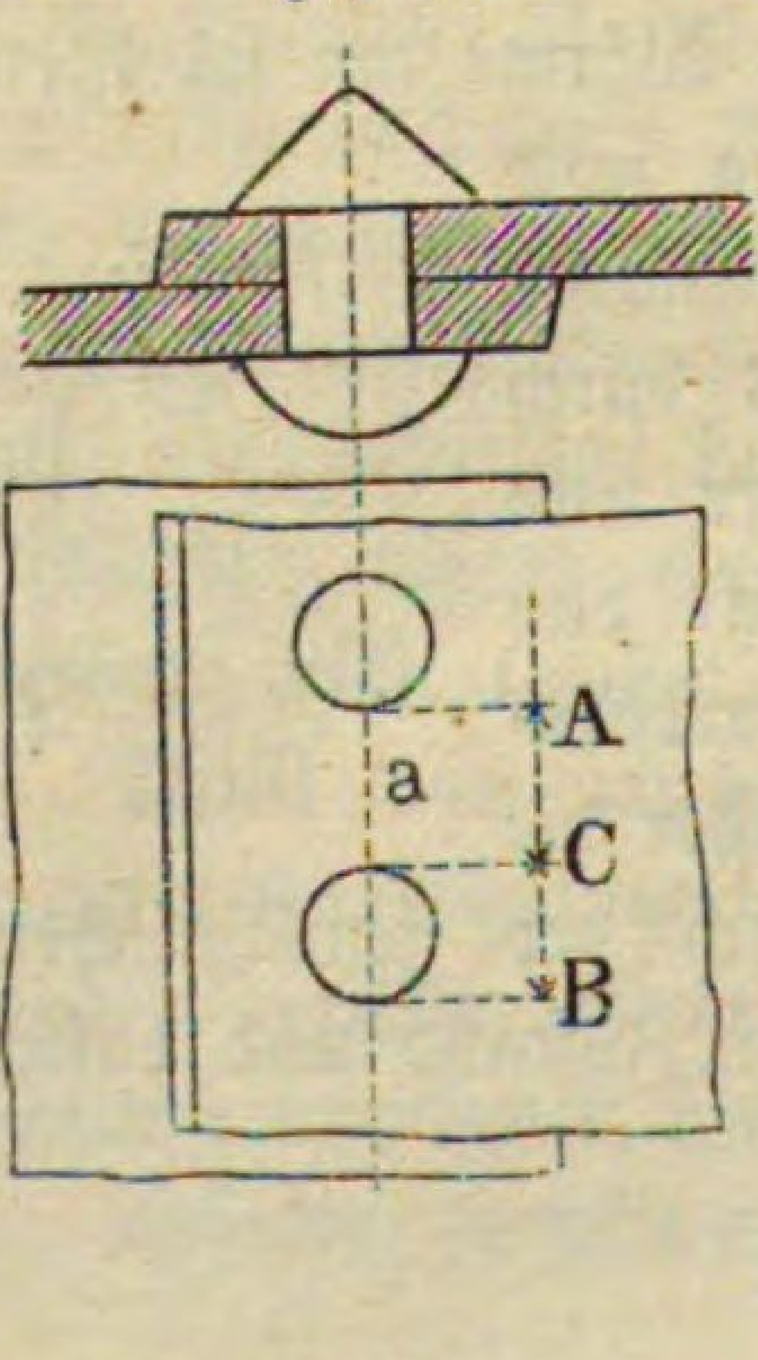


Damit in solchen Ecken Dichtheit erzielt werden kann, muß die Zwischenplatte dünn auslaufen. Vier Tafeln in einer Ecke zusammenlaufen zu lassen, ist verwerflich.

Winkelverbindungen (Fig. 47) werden durch Umbordung des einen Blechs oder wie bei B durch Einlegen eines Winkeleisens erreicht. Beim Umborden soll die Abbiegung nicht schroff erfolgen, um Risse zu verhüten.

Man hat bei der Vernietung darauf zu achten, daß die Festigkeit der Nietverbindungen möglichst groß wird, und muß diesem Grundsatze entsprechend die Dimensionen der Nieten und ihre Lage gegen einander auswählen. Man gelangt dazu in folgender Weise.

Fig. 49.



Es sei für die einfache Nietreihe (Fig. 49) d der Durchmesser der Niete, a der Abstand der Nietlöcher, und e die Blechdicke, so soll die Schnittfestigkeit der Niete gleich sein der Zugfestigkeit des Blechstückes A C zwischen zwei Nietlöchern. Nimmt man die Koefficienten beider Festigkeiten einander gleich an, was nahe richtig ist, so muß der Querschnitt der Niete gleich sein dem Querschnitt a e des Bleches, d. h. es muß sein

$$\frac{d^2 \pi}{4} = a\,e. \qquad (35)$$

Von der Blechbreite AB = a + d wird der Theil BC = d beim Lochen entfernt; es wird daher die Festigkeit des Bleches im Verhältniß von AB : AC kleiner. Dieses Verhältniß gibt das Maß der Schwächung an, welche das Blech der Nietreihe nach erleidet. Es ist daher

$$\text{Schwächungsverhältniß} = \frac{d}{a + d}$$

Nun kann man bei gegebener Blechdicke die Niete dicker oder dünner machen, ohne der Bedingung (35) zu schaden. Es sei

Dicke der Niete	d	=	1,5e	2 e	2,5e
so wird Abstand	a	=	1,77e	3,14e	4,91e
und das Schwächungsverhältniß	$\frac{d}{a+d}$	=	0,46	0,39	0,34

Bei der ersten Annahme, wo d = 1,5e, rücken die Nieten nahe zusammen, allein es entsteht eine Schwächung des Bleches von 46 Procent. Bei dieser Vernietung wird Dichtheit, aber wenig Festigkeit erzielt. Sie kann daher nur in Fällen wie bei Reservoirs Anwendung finden.

Bei der dritten Annahme sind die Nieten dick, sie rücken um 4,91 e, also weit auseinander und es entsteht nur eine Schwächung von 34 Procent. Diese Vernietung gewährt Festigkeit, dagegen wenig Dichtheit, weil die Bleche, wegen des großen Abstandes der Nieten, nicht überall fest aneinander liegen. Diese Vernietung wird sich daher für Blechbrücken &c. empfehlen.

Zwischen diesen beiden Fällen liegt nun die zweite in der Mitte. Sie bietet Dichtheit und Festigkeit in zweckmäßiger Vereinigung und ist deßhalb zur Kesselverbindung geeignet. Macht man, wie hier vorgeschrieben, die Nietendicke gleich der doppelten Blechdicke und den Abstand a = 3,14mal die Blechdicke, so tritt eine Schwächung ein von 39 Procent; also behält das Blech noch 61 Procent seiner vollen Festigkeit.

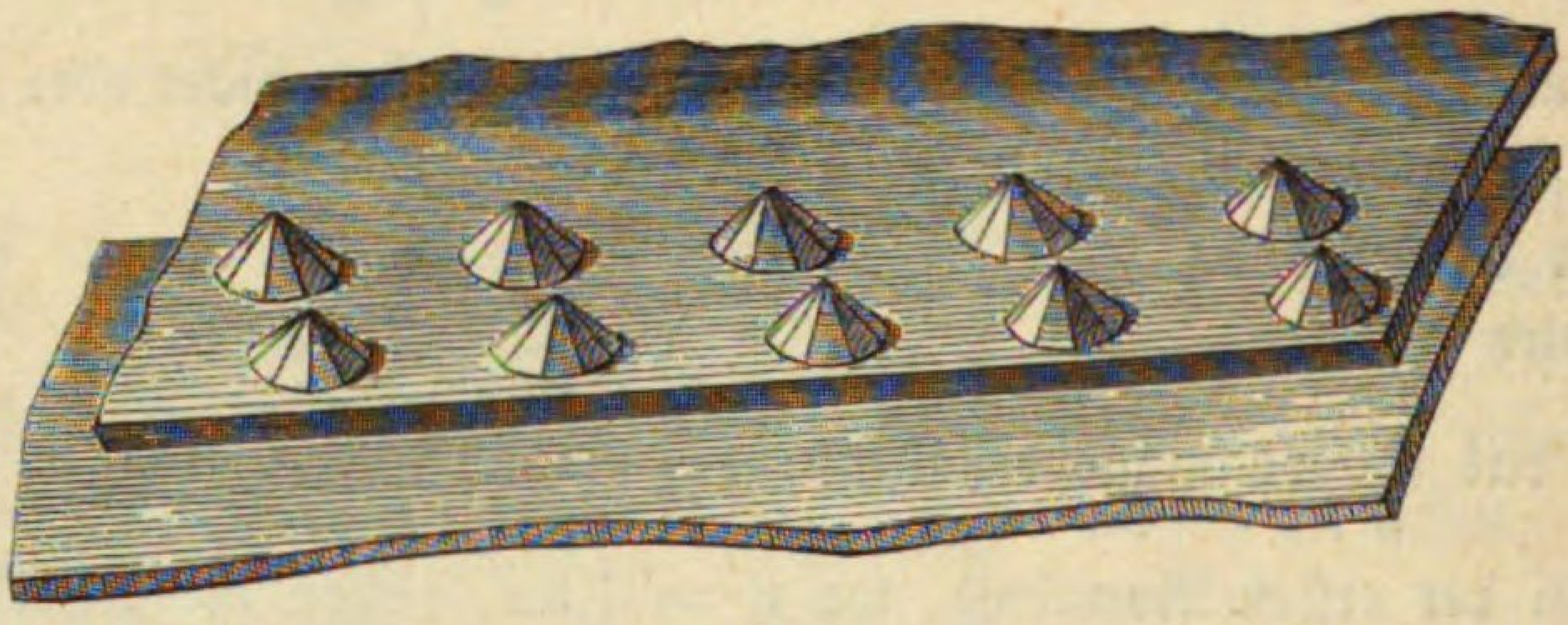
Versuche zeigen indeß, daß die Festigkeit der Verbindung größer ist, als sie die Theorie lehrt und auf 70 bis 75 der vollen ansteigt. Die Zunahme kommt her von der Reibung, welche die gegen einander gedrückten Bleche zeigen; diese Reibung erhöht daher die Festigkeit der Verbindung um 9 bis 14 Procent.

Bei der doppelten Nietreihe (Fig. 50 S. 140) werden zwei Nieten statt einer angewendet, so aber, daß nur durch eine Niete eine Schwächung eintritt. Bezeichnen d, e und a, was bei der einfachen Nietreihe, so erhält man daher als Bedingung der Festigkeit

$$\frac{d^2 \pi}{2} = a\ e$$

Nun sei die Nietendicke	d	$= 1{,}5e$	$1{,}8e$	$2e$
so wird der Abstand zwischen zwei Nieten	a	$= 3{,}54e$	$5{,}08e$	$6{,}93e$
und das Schwächungsverhältniß . .	$\frac{d}{a+d}$	$= 0{,}30$	$0{,}26$	$0{,}23$

Fig. 50.



Für die Ausführung ist das zweite der hier angegebenen Verhältnisse, d. h. $d = 1{,}8e$ und $a = 5e$ zu empfehlen. Hiernach wird das Blech um 26 Procent geschwächt, so daß die Verbindung, abgesehen von der Reibung, 74 Procent der vollen Festigkeit bietet.

Allein die Reibung der Blechflächen auf einander ist hier größer als bei der einfachen Vernietung. Die Zunahme der Reibung kann wie folgt nachgewiesen werden.

Es sei der Abstand zweier Nieten von Mitte zu Mitte: bei der einfachen Reihe $= 5e$, bei der doppelten $= 7e$; so kommen auf eine Länge von $35e$ vor:

bei der einfachen Reihe 7 Nieten mit einem Querschnitt $= 7e^2\pi$,
bei der doppelten Reihe 10 Nieten mit einem Querschnitt $= 8{,}1e^2\pi$.

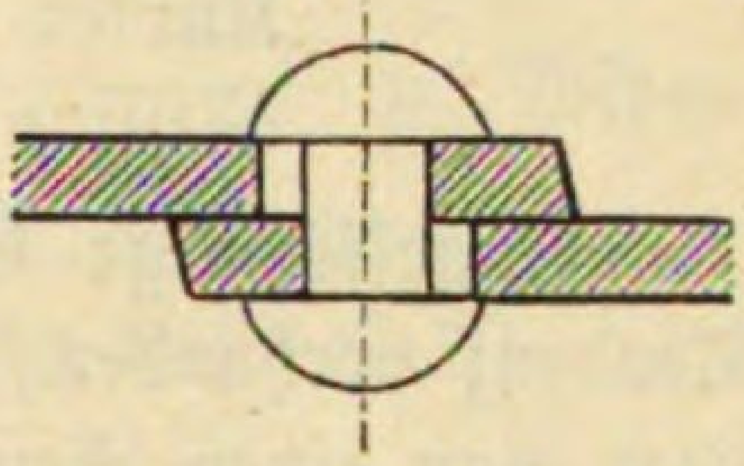
Sind alle Nieten gleich stark angezogen, so nimmt die Pressung der Bleche gegen einander zu wie diese Querschnitte, also wie 7 : 8,1; in gleichem Verhältniß nimmt daher auch die Reibung zu. Beträgt die Reibung bei der einfachen Reihe im Mittel 11,5 Procent, so wird die der doppelten betragen $\frac{11{,}5 \times 8{,}1}{7} = 13{,}3$ Procent. Daher ersetzt die Reibung annähernd die Hälfte dessen, um was das Blech durch die Löcher geschwächt wird. Die wirkliche Schwächung ist daher nur cirka 12,7 Procent.

In Bezug auf die Ausführung mag folgendes Erwähnung finden.

Werden die Nietlöcher gebohrt oder gestanzt vor dem Zusammenlegen, so kommt es vor, daß einzelne Löcher nicht genau über einanderpassen (Fig. 51 S. 141). Nun sind zwei Fälle möglich: entweder wird eine dünne Niete im verengten Loche verwendet oder es wird das Loch ausgerieben, bis eine stärkere Niete hindurch mag. Im erstern Fall ist

die Niete zu schwach, im zweiten die Schwächung des Bleches zu groß. Kommt diese Versetzung der Löcher längs einer ganzen Naht vor, so ist die Verbindung absolut verwerflich. Kommt es vor, daß der Arbeiter die Löcher auftreibt, statt ausreibt, so kann er noch gefährliche Risse im Blech an Stellen hervorbringen, wo es ohnehin schon geschwächt ist.

Fig. 51.



Die Nieten werden gewöhnlich in warmem Zustand eingezogen und verstemmt und zwar entweder von Hand oder mittelst Maschine. Die Vernietung auf warmem Wege hat den Nachtheil, daß der Nietstift, nachdem er sich abgekühlt hat, das Loch nicht mehr genau ausfüllt und daher nur bei sorgfältiger Arbeit Dichtheit gewährt. Das Nieten auf kaltem Weg, wie es zum Theil in Amerika[1] gehandhabt wird, gestattet, Nieten zu verwenden, welche die Löcher ausfüllen, also Dichtheit liefern. Die Köpfe erhalten allerdings weniger hübsche Formen als bei der warmen Vernietung, was jedoch von untergeordneter Bedeutung ist.

3.

Wandstärke.

Die Gefässe erleiden entweder einen Druck von innen oder von außen. Ihre Wandflächen sind gekrümmt oder eben. Wegen der verschiedenen Inanspruchnahme derselben ist die Berechnung der Wanddicke nur in wenig Fällen eine einfache.

Bei allen Gefässen bezeichne:

- p den Druck der Flüssigkeit auf die Flächeneinheit der Wand, nach Abzug des Gegendruckes,
- e die Wanddicke,
- d den innern Durchmesser der cylindrischen und kugelförmigen Gefässe und
- k die Kraft, womit das Material per Flächeneinheit des Querschnittes in Anspruch genommen wird.

Werden die Maße in Centimetern ausgedrückt, so bezeichnet p den Druck in Kilogrammen per 1 □cm; es kann daher auch unter p sehr annähernd der Druck in Atmosphären gedacht werden; ferner bezeichnet dann k die Kraft in Kilogrammen, welche das Material per 1 □cm Querschnitt ausdehnt oder zusammendrückt. Für den Bruch sind diese Werthe von k für

[1] Schwarz-Flemming, die Kessel-Abtheilung auf Dampfschiffen. 1873.

	Ausdehnung.	Zusammendrücken.
Schmiedeisen . . .	3400	4000 Kil.
Gußstahl	6000	6500 „
Gußeisen	1050	6500 „
Kupfer	2100	3600 „
Messing	1300	3300 „

Kugelförmige Gefässe. Wirkt der Druck von innen, so ist die Tendenz vorhanden, das Gefäß in zwei Hälften auseinander zu treiben. Legt man einen ebenen Schnitt durch die Mitte des Gefässes, so wirkt die Flüssigkeit auf die Schnittfläche $\frac{d^2 \pi}{4}$ mit einem Druck $= \frac{d^2 \pi}{4} p$. Das Material widersteht mit einem Querschnitt $= d \pi e$, also mit einer Kraft $= d \pi e k$. Setzt man Druck und Widerstand einander gleich, so folgt

$$(36) \qquad e = \frac{1}{4} \frac{d p}{k}$$

Hieraus folgt, daß die Wanddicke direkt proportional ist dem Durchmesser und dem Druck und verkehrt proportional der Spannung k des Materials.

Ein Kessel habe als Boden die Form einer Halbkugel; es sei der Durchmesser $d = 120^{cm}$; der größte vorkommende Druck $p = 7$ Kil. per $1 \square^{cm}$ oder annähernd 7 Atmosphären und es werde 10fache Sicherheit verlangt. Wie groß muß die Wanddicke gemacht werden?

Für Eisenblech sei der Bruchmodul $k = 3300$ Kil.; folglich ist für 10fache Sicherheit zu nehmen $k = 330$ Kil. Die Formel gibt daher

$$e = \frac{120 \,.\, 7}{4 \,.\, 33} = 0{,}64^{cm}$$

Die Schwächung an den Nietstellen ist hiebei nicht berücksichtigt.

Ist der Boden durch eine einfache Nietreihe festgemacht, so tritt längs derselben eine Schwächung ein von annähernd 30 Procent; mithin ist die Sicherheit nur eine $0{,}7 \,.\, 10 = 7$fache. Soll die Sicherheit längs der Naht eine 10fache sein, so muß die Wanddicke genommen werden gleich

$$0{,}64 \,.\, \frac{10}{7} = 0{,}91^{cm}$$

Wirkt der Druck von außen, so ist die Druckfläche der Flüssigkeit sehr annähernd $= \frac{d^2 \pi}{4}$ und der Widerstand leistende Querschnitt $= d \pi e$; daher der Zusammenhang unter den Größen e, d, p und k ebenfalls gegeben durch Formel (36), nur daß k als Kraft gegen das Zusammendrücken statt Ausdehnen aufzufassen ist.

Cylindrische Gefässe. Wirkt der Druck von innen, so sind zwei Fälle zu unterscheiden:

a. Ausdehnung längs der Axe. Ist das Gefäß mit Bodenflächen versehen, so werden diese beiden Flächen in entgegengesetzter Richtung auseinander getrieben mit einer Kraft $= \frac{d^2 \pi}{4} p$; Widerstand leistet die cylindrische Wand längs eines Querschnittes $d \pi e$, der Widerstand ist daher $= d \pi e k$. Durch Gleichsetzen dieser Kräfte folgt

$$(37) \qquad e = \frac{1}{4} \frac{d p}{k}$$

also ganz die gleiche Formel wie für kugelförmige Gefässe.

b. Ausdehnung längs des Durchmessers. Legt man einen Schnitt durch die Axe des Cylinders, so wird die cylindrische Wand des Gefässes geschnitten längs zwei Flächen, deren Inhalt $= 2 e L$, wenn L die Länge des Gefässes bezeichnet. Der Widerstand dieser Flächen gegen Ausdehnung des Durchmessers ist $= 2 e L k$. Der Druck der Flüssigkeit hat das Bestreben, die durch diesen Schnitt entstandenen zwei Hälften des Gefässes auseinander zu treiben. Die Druckfläche der Flüssigkeit ist $= d L$, also der Druck darauf $= d L p$. Setzt man diese beiden Kräfte gleich, so folgt

$$(38) \qquad e = \frac{1}{2} \frac{d p}{k}$$

Für ein und dasselbe Gefäß sind die Größen e, d und p in den Formeln (37) und (38) dieselben; also muß der Werth von k in (38) zweimal größer sein als der in (37), d. h. das Material ist gegen Ausdehnung des Durchmessers zweimal stärker in Anspruch genommen als gegen Ausdehnung der Axe. Ein Längenbruch wird also eher eintreten als ein Querbruch.

Hierauf beruht die Regel, Blechverbindungen der Länge nach mit zwei Nietreihen zu versehen, während in der Querrichtung nie zwei angewendet werden.

Aus Formel (38) folgt, daß weite Kessel eine große Wanddicke erhalten müssen, daß dagegen bei engen Röhren eine geringere Wanddicke genügt. Diese kann so klein ausfallen, daß der Werth e wegen zufälligen Einwirkungen größer genommen werden muß. Formel (38) wird daher für praktische Anwendungen erweitert auf folgende

$$e = \frac{1}{2} \frac{d p}{k} + e^1$$

worin e^1 eine aus der Erfahrung zu ermittelnde Additionalgröße bezeichnet.

Beispiel 1. Bei einem cylindrischen Dampfkessel von Eisenblech sei

$$d = 100^{cm};\ p = 6\ (\text{Atm.}),\ k = \frac{3400}{10} = 340\ \text{Kil.}$$

so wird die Wanddicke

$$e = \frac{100\ .\ 6}{2\ .\ 340} = 0{,}90^{cm}$$

Beispiel 2. Nach Radinger[1] waren die europäischen Dampfkessel der Wiener Weltausstellung, mit einigen Abweichungen, so konstruirt, daß die cylindrischen Theile derselben Wandstärken enthielten nach der Formel

$$e = 0{,}0011\ d\ p + 0{,}3^{cm}$$

worin d und e in Centimetern und p in Atmosphären (Ueberdruck) anzugeben sind.

Für einen Kessel von 150^{cm} Weite und 6 Atm. Druck wird hiernach $e = 1{,}39^{cm}$. Wie groß ist bei dieser Wanddicke der Grad der Sicherheit, ohne Rücksicht auf die Schwächung durch die Vernietungen?

Setzt man die Werthe $d = 150^{cm}$, $p = 6$ und $e = 1{,}39^{cm}$ in Formel (38), so erhält man als Werth für die Spannung

$$k = \frac{d\,p}{2e} = \frac{150\ .\ 6}{2\ .\ 1{,}39} = 324\ \text{Kil.}$$

Der Bruchwerth von k sei = 3400 Kil., so ist die Sicherheit eine 3400 : 324 = 10,5fache.

Wirkt der Druck von außen, so können auch zwei Fälle unterschieden werden: Zusammendrückung längs der Axe und längs des Durchmessers. Der erstere Fall kommt jedoch nicht vor; der zweite dagegen häufig bei Feuerröhren, Sieberöhren, zc., also bei cylindrischen Gefäßen, deren Enden entweder fest genietet oder doch so festgehalten sind, daß sie ihre cylindrische Form nicht aufgeben können. Ein Flachdrücken ist daher bei solchen Röhren in ihrer Mitte am leichtesten möglich, und zwar um so leichter, je länger die Röhren sind. Hat jedoch die Länge ein gewisses Maß überschritten, so muß der mittlere Theil der Röhre stark genug sein, um allein, ohne Unterstützung von den Enden her, dem äußern Druck widerstehen zu können. Um diese Wanddicke handelt es sich allein.

Könnte angenommen werden, die Röhre sei vollkommen cylindrisch und es lasse sich die Wand wohl zusammendrücken, nicht aber plattdrücken, so würde die Rechnung zu machen sein wie für kugelförmige

[1] Die Dampfkessel der Wiener Weltausstellung 1873.

Gefäße. Man erhielte die Formel (36). Allein da gerade die Tendenz zum Plattwerden vorhanden ist, so hilft man sich häufig damit, die Wandstärke 2—3mal größer zu machen als nach Formel (36). Dieses Verfahren ist indessen nicht richtig, da zwischen den Größen e, d, p offenbar ein anderer Zusammenhang besteht.

Dieser Zusammenhang ergibt sich aus folgender Formel

$$P = \frac{E\pi^2}{3} \frac{a b^3}{L^2}$$

über die rückwirkende Festigkeit einer rechtwinkligen Säule, welche an beiden Enden festgehalten ist. Dabei bezeichnen a die größere, b die kleinere Seite des rechtwinkligen Querschnittes, L die Höhe, E den Modul der Elasticität und P die Last, womit die Säule zusammengedrückt wird.

Um diese Formel anzuwenden, denke man sich die cylindrische Wandfläche durch zwei rechtwinklige Säulen ersetzt, wovon jede die Dicke b = e, die Breite a (längs der Axe) und die Höhe L = d hat, so wird jede einen Druck $P = \frac{1}{2}$ a d p auszuhalten haben. Dadurch geht die vorstehende Formel über in

$$(39) \qquad e^3 = \frac{3}{2\pi^2 E} \cdot d^3 p$$

Man ersieht, daß hier der Zusammenhang zwischen e und p ein ganz anderer ist als in Formel (38) für innern Druck. Nun sind für

	Werthe von E per 1 □cm.
Schmiedeisen	1800 000 Kil.
Gußeisen	900 000 „
Messing	700 000 „

Nimmt man für eine schmiedeiserne Röhre 10fache Sicherheit, also E = 180 000 Kil., so wird für Centimeter und Kilogramme:

$$e = 0{,}0094\, d \sqrt[8]{p}$$

Wegen kleiner Werthe von d und p muß auch Formel (39) noch um eine Additionalgröße erweitert werden wie dieß mit (38) geschehen.

Man erhält brauchbare, mit der Praxis übereinstimmende Werthe der Wanddicke, durch folgende Formeln:

Für innern Druck.

Schmiedeiserne Röhren, gezogen, geschweißt e = 0,0009 dp + $0{,}3^{cm}$
Schmiedeiserne Röhren und Kessel, genietet e = 0,0010 dp + 0,5
Stahlblechkessel, genietet . . . . e = 0,0006 dp + 0,3
Gußeiserne Dampfleitungen, Vorwärmer . e = 0,0030 dp + 0,8
Kupferne Dampfleitungsröhren . . . . . e = 0,0016 dp + 0,2

Für äußern Druck.

Schmiedeiserne Röhren, gezogen . . . $e = 0{,}006\, d \sqrt[3]{p} + 0{,}2$

Schmiedeiserne Röhren, genietet . . . $e = 0{,}007\, d \sqrt[3]{p} + 0{,}4$

Messingröhren . . . . $e = 0{,}010\, d \sqrt[3]{p} + 0{,}22$

Wanddicke für innern Druck.

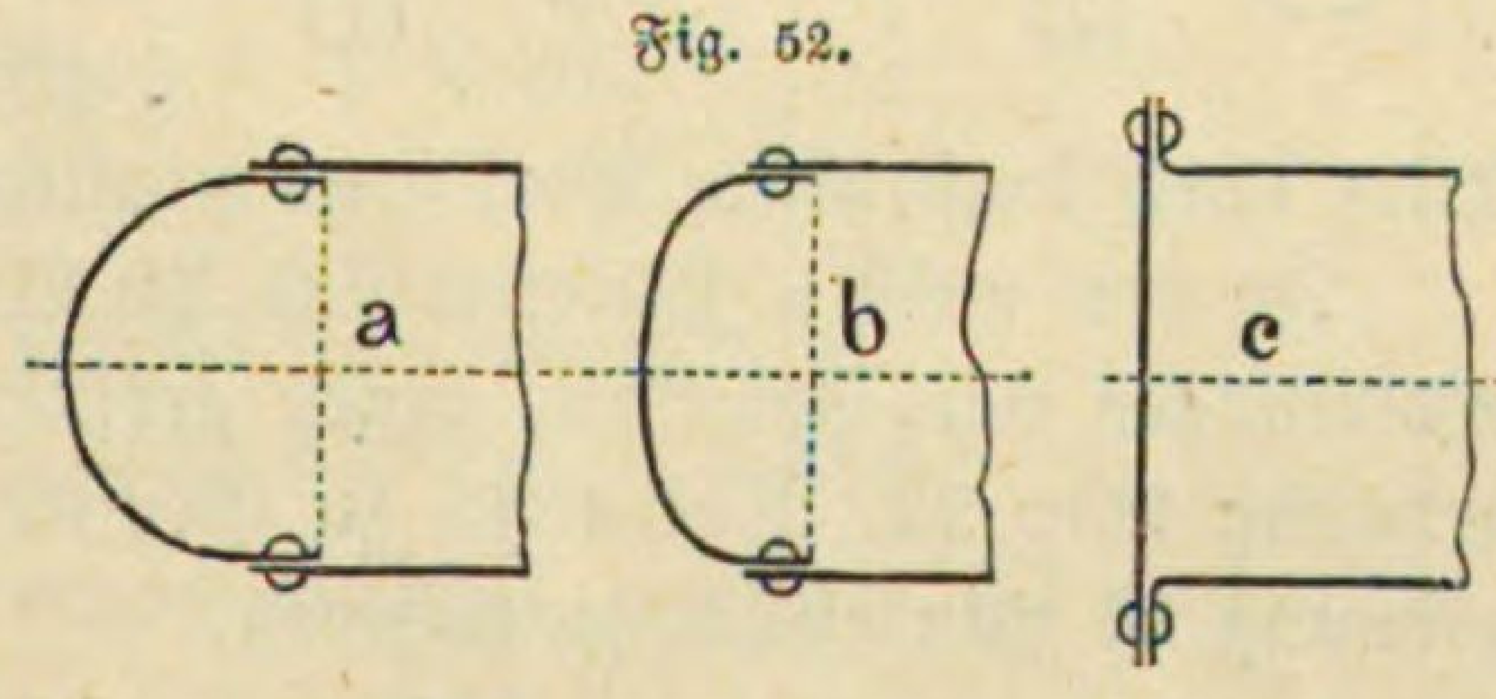
Durchmesser d	Für einen Ueberdruck von Atmosphären:							
	1	2	4	6	8	10	12	14
Centim.	Schmiedeiserne Röhren, gezogen.							
5	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,35	0,36
10	0,31	0,32	0,34	0,35	0,37	0,39	0,41	0,43
15	0,31	0,33	0,36	0,38	0,41	0,44	0,46	0,49
20	0,32	0,34	0,37	0,41	0,44	0,48	0,52	0,56
25	0,32	0,35	0,39	0,43	0,48	0,53	0,57	0,62
	Schmiedeiserne Röhren und Kessel, genietet.							
20	0,52	0,54	0,85	0,62	0,66	0,70	0,74	0,78
40	0,54	0,58	0,66	0,74	0,82	0,90	0,98	1,06
60	0,56	0,62	0,74	0,86	0,98	1,10	1,22	1,34
80	0,58	0,66	0,82	0,98	1,14	1,30	1,46	1,62
100	0,60	0,70	0,90	1,10	1,30	1,50	1,70	
120	0,62	0,74	0,98	1,22	1,46	1,70		
140	0.64	0,78	1,06	1,34	1,62			
160	0,66	0,82	1,14	1,46	1,78			
180	0,68	0,86	1,22	1,58				
200	0,70	0,90	1,30	1,70				
220	0,72	0,94	1,38	1,82				
240	0,74	0,98	1,46					
260	0,76	1,02	1,54					
	Stahlblechkessel.							
40	0,43	0,46	0,50	0,54	0,58	0,64	0,70	0,74
60	0,44	0,48	0,54	0,62	0,68	0,76	0,84	0,90
80	0,45	0,50	0,59	0,69	0,78	0,88	0,98	1,07
100	0,46	0,52	0,64	0,76	0,88	1,00	1,12	1,24
120	0,47	0,54	0,69	0,83	0,98	1,12	1,26	1,41
140	0,48	0,57	0,74	0,90	1,07	1,24	1,41	
160	0,50	0,59	0,78	0,98	1,17	1,36		
180	0,51	0,62	0,83	1,05	1,26	1,48		
200	0,52	0,64	0,88	1,12	1,36			
220	0,53	0,68	0,93	1,19	1,46			
240	0,54	0,69	0,98	1,26				
260	0,56	0,70	1,03	1,34				
	Gußeiserne Dampfleitungen, Vorwärmer.							
5	0,81	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,01
10	0,83	0,86	0,92	0,98	1,04	1,10	1,16	1,22
15	0,84	0,89	0,98	1,07	1,16	1,25	1,34	1,43
20	0,86	0,92	1,04	1,16	1,28	1,40	1,52	1,64
25	0,88	0,95	1,10	1,25	1,40	1,55	1,70	1,85

Wanddicke für äußern Druck.

Durchmesser d	Für einen Ueberdruck von Atmosphären:							
	1	2	4	6	8	10	12	14
Centim.	Schmiedeiserne Röhren, geschweißt, gezogen.							
4	0,22	0,23	0,24	0,25	0,25	0,25	0,26	0,26
6	0,24	0,25	0,26	0,27	0,27	0,28	0,28	0,29
8	0,25	0,26	0,28	0,29	0,30	0,31	0,31	0,32
10	0,26	0,27	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34	0,34
15	0,28	0,31	0,34	0,36	0,38	0,39	0,40	0,41
	Schmiedeiserne Röhren, genietet.							
30	0,51	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,81
40	0,58	0,65	0,74	0,81	0,86	0,90	0,94	0,98
50	0,65	0,74	0,85	0,94	1,00	1,05	1,10	1,15
60	0,72	0,83	0,97	1,06	1,14	1,20	1,26	1,32
70	0,79	0,92	1,08	1,19	1,28	1,35	1,42	1,49
80	0,86	1,01	1,19	1,32	1,42	1,50	1,58	
90	0,93	1,09	1,30	1,44	1,56			
100	1,00	1,18	1,40	1,57				
	Messingröhren.							
4	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,31	0,32
6	0,28	0,30	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,36
8	0,30	0,32	0,35	0,37	0,38	0,39	0,40	0,41
10	0,32	0,35	0,38	0,40	0,42	0,43	0,44	
12	0,34	0,37	0,41	0,44	0,46			

Die Endflächen der cylindrischen Kessel, Fig. 52, nähern sich entweder der Kugelform, wie bei a und b, oder sie bilden eine Ebene wie bei c. Der kugelförmige Boden gewährt am meisten Stabilität und Festigkeit, wegen der Umständlichkeit der Anfertigung wird er jedoch ersetzt durch die Formen b und c. Der flache Boden c wird nöthig, wo eine oder mehrere Röhren an demselben befestigt werden müssen. Sind diese Röhren nicht hinreichend, um den Boden zu halten, so wird er durch Winkel, Fig. 53, S. 148, ausgesteift, d. h. an die cylindrische Wand gehängt.

Fig. 52.

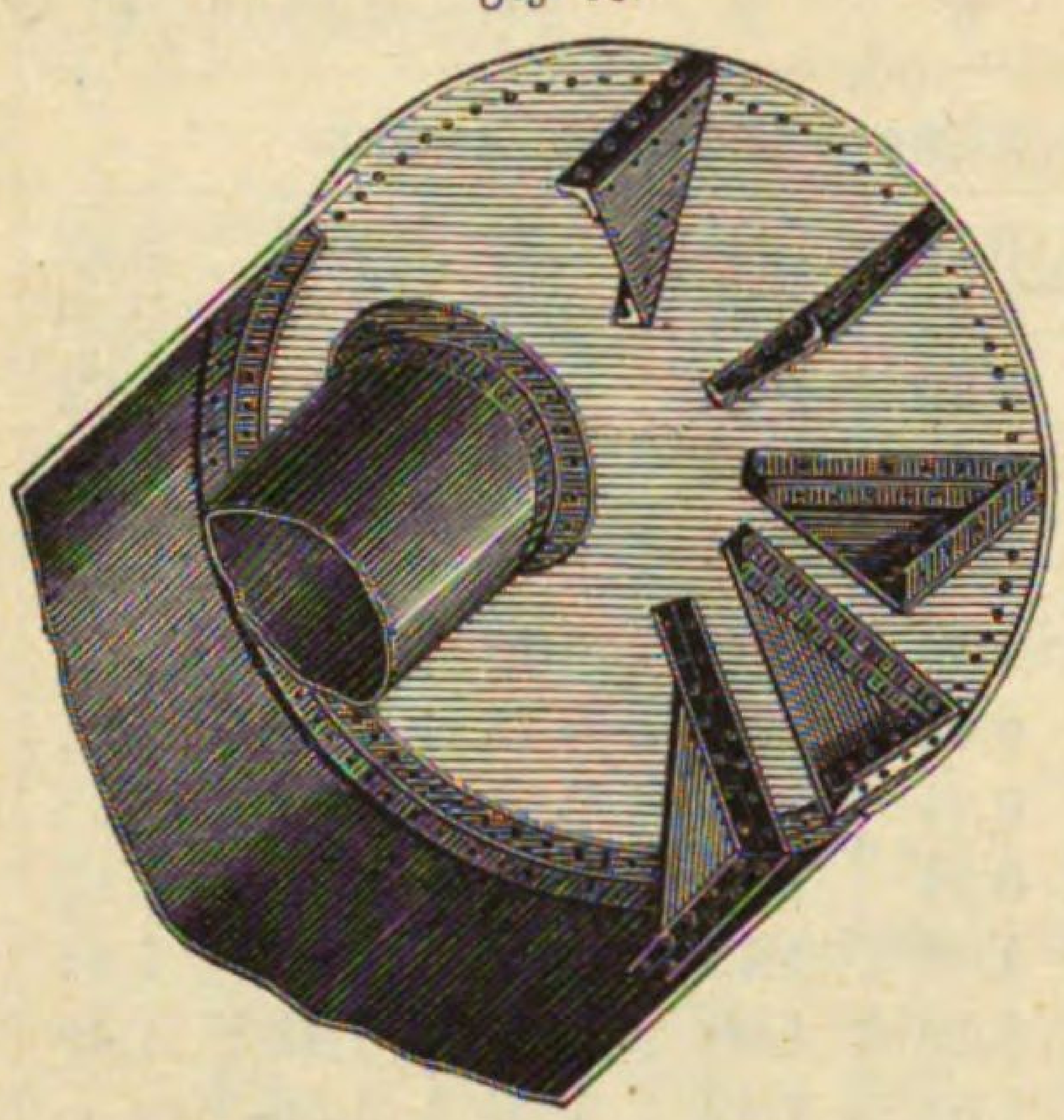


Denjenigen ebenen Kesselflächen, welche durch Stehbolzen, Fig. 54, S. 148, verankert sind, ist folgende Wanddicke zu geben:

$$e = 0{,}03\,a\sqrt{p} + 0{,}4^{cm}$$

worin a die Entfernung der Stehbolzen von einander bezeichnet.

Fig. 53.



Es sei ferner δ die Dicke der Bolzen, an der schwächsten Stelle gemessen und es habe ein Bolzen den Druck a^2p auf die Quadratfläche a^2 auszuhalten, so ist seine in Anspruchnahme $= \frac{\delta^2\pi}{4}k$. Durch Gleichsetzen dieser beiden Werthe erhält man

$$\delta = 2a\sqrt{\frac{p}{\pi k}}$$

für 10fache Sicherheit daher

Eisen $k = 360$, $\delta = 0{,}06\,a\sqrt{p}$

Kupfer $k = 210$, $\delta = 0{,}08\,a\sqrt{p}$

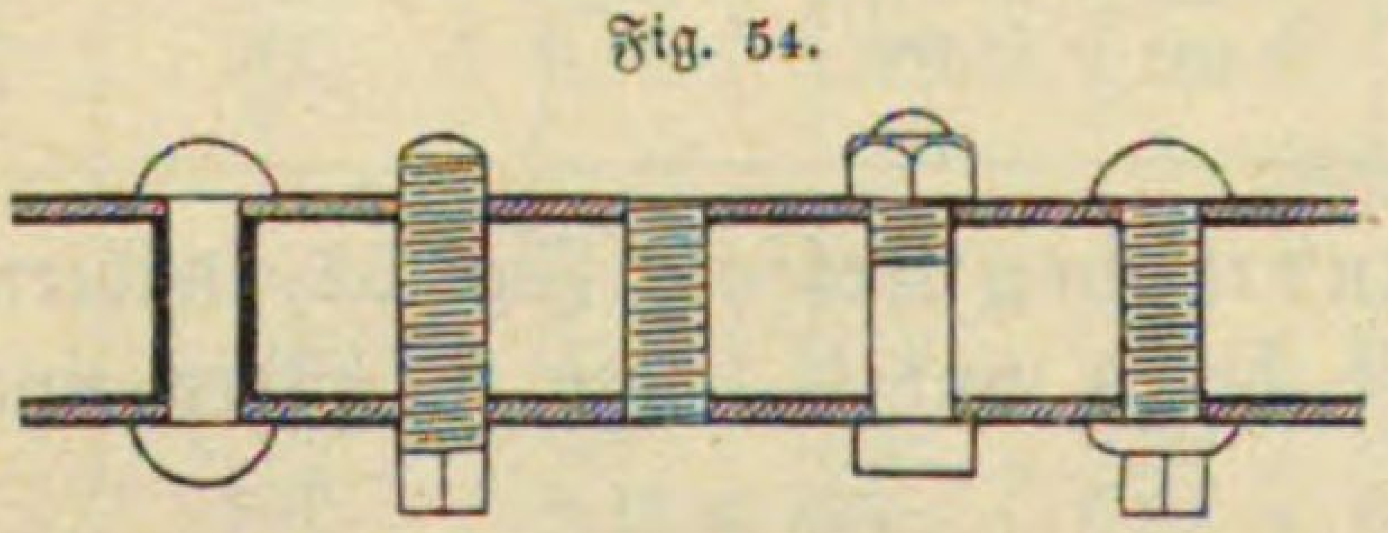
wofür man indessen folgende Formeln anwendet:

für Eisen $\delta = 0{,}05\,a\sqrt{p} + 0{,}5$

für Kupfer $\delta = 0{,}06\,a\sqrt{p} + 0{,}6$

Wände, welche durch Bolzen zusammengehalten werden, nehmen häufig eine relative Bewegung gegen einander an, die, so klein sie auch sein mag, doch zur Folge hat, daß die Bolzen an ihren Enden Spannungswechsel auszuhalten haben, vermöge welcher die Bolzen an ihren Enden leicht zerstört werden. Diese Wirkungen sollen durch konstruktive Vorkehren möglichst unschädlich gemacht werden.

Fig. 54.



In den meisten Ländern sind die Blechstärken durch gesetzliche Bestimmungen vorgeschrieben, denen größtentheils die französische Verordnung vom 22. Mai 1843 zu Grunde gelegt ist. Nach dieser Verordnung ist mindestens zu nehmen

$$e = 0{,}0018\,p\,d + 0{,}3^{cm}$$

wenn die obigen Bezeichnungen beibehalten werden.

Dabei ist für alle Kessel unter zwei Atmosphären Spannung die für zwei Atmosphären berechnete Stärke gefordert und eine geringere überhaupt unzulässig. Eine etwa vorhandene Differenz zwischen der Wandstärke des obern, dem Feuer nicht ausgesetzten Kesseltheils und

derjenigen des untern darf in keinem Falle größer sein, als daß die obere Wandstärke noch mindestens $\frac{7}{8}$ der untern beträgt. Die Stärke von 15 Millimetern ist als die größte zulässige Wandstärke festgestellt.

Nach der österreichischen Verordnung vom 11. Februar 1854 ist die geringste zulässige Blechstärke nach der Formel

$$e = 0{,}0189\ p + \alpha$$

zu bestimmen, in welcher p die Dampfspannung im Kessel in Atmosphären, d den Kesseldurchmesser in Wiener Zollen und e die Blechstärke in Wiener Linien bezeichnet. Die Größe α hat dabei für

$$p = 2,\quad 3,\quad 4,\quad 5,\quad 6,\quad 7,\quad 8,\quad 9$$

beziehungsweise die Werthe

$$\alpha = 1{,}37,\ 1{,}17,\ 0{,}97,\ 0{,}78,\ 0{,}58,\ 0{,}39,\ 0{,}19,\ 0{,}00$$

in Wiener Linien, indem dieselbe, nach der Formel

$$\alpha = 0\ 195\ (9 - p)$$

berechnet, denjenigen Theil der Kesselwandstärke bezeichnet, welcher dem Kessel die nöthige Steifheit gegen den Druck des eigenen Gewichts und des Wassers gibt und bei einer Dampfspannung von 9 und mehr Atmosphären gleich Null zu setzen ist.

Das preußische Regulativ vom 6. September 1848 schrieb für die Blechdicke cylindrischer Kesselwände vor:

a. für innern Druck

$$e = \frac{d}{2}\left(1{,}003^{p} - 1\right) + 0{,}1''$$

$$e = 0{,}5\ d\left(1{,}003^{p} - 1\right) + 0{,}262^{cm}$$

was nahe übereinstimmt mit

$$e = 0{,}0015\ p + 0{,}262^{cm}$$

b. für äußern Druck

Schmiedeisen $e = 0{,}0067\ d \sqrt[3]{p} + 0{,}05''$

$e = 0{,}0067\ d \sqrt[3]{p} + 0{,}131^{cm}$

Messing . . . $e = 0{,}010\ d \sqrt[3]{p} + 0{,}07''$

$e = 0{,}010\ d \sqrt[3]{p} + 0{,}185^{cm}$

Eine Beschränkung der Dicke über ein gewisses Maß hinaus fand nicht statt. Bei Dampfkesseln von anderer als cylindrischer Form blieb die Bestimmung der Stärke dem Verfertiger überlassen.

Diese preußischen Vorschriften sind auch in die bayrische Verordnung vom 9. September 1852 übergegangen.

In neuester Zeit kommen die Behörden mehr und mehr davon ab, Vorschriften über die Blechstärke aufzustellen. So enthält die preußische Verordnung über Dampfkessel vom 29. Mai 1871, sowie das Gesetz über den Betrieb vom 3. Mai und das Regulativ zur Ausführung dieses Gesetzes nichts von einer Vorschrift, betreffend die Wandstärke.

4.

Verdampfungsvermögen und Heizfläche des Kessels.

Jede Kesselanlage muß vor Allem den vollen Dampfbedarf der Maschine, für die sie bestimmt ist, zu produciren im Stande sein, oder das von ihr verlangte Verdampfungsvermögen besitzen.

Verbraucht z. B. eine Maschine von 40 Pferdekräften pro Stunde und Pferdekraft 15 Kilogr. Dampf, so muß der Kessel andauernd und ohne übermäßige Anstrengung in der Stunde 600 Kilogr. Dampf erzeugen können. Wenn man nun annimmt, daß zur Bildung von 1 Kilogr. Dampf von 5 Atmosphären Spannung aus Speisewasser von 10^0 (nach Tab. II) erforderlich sind

$$653 - 10 = 643 \text{ Wärmeeinheiten,}$$

so muß das Wasser in der Stunde aufnehmen

$$600 \, . \, 643 = 385800 \text{ Wärmeeinheiten.}$$

Untersuchen wir, durch welche Umstände das Wärmequantum, das ein Kessel in gegebener Zeit aufzunehmen vermag, oder die Verdampfungskraft des Kessels, bedingt ist, so finden wir folgende:

1. Die Größe der Heizfläche, d. h. die Summe der Flächeninhalte aller von den gasförmigen Verbrennungsprodukten bestrichenen Kesseltheile. Unter übrigens gleichen Umständen ist das Verdampfungsvermögen proportional der Heizfläche, d. h. die zweifache Heizfläche gibt die zweifache Dampfmenge, die dreifache Heizfläche die dreifache Dampfmenge u. s. w.

Hiernach muß jeder Dampfkessel bei gegebenem Fassungsraume eine möglichst große vom Feuer bestrichene Oberfläche erhalten.

2. Die Lage der Heizfläche zur Richtung der heißen Gase. Bei gleicher Temperatur haben die Gase eine um so größere Wirkung, je mehr die Richtung derselben der Senkrechten gegen die Heizfläche sich nähert. Daher führt besonders die Stichflamme viel Wärme in den Kessel.

Die Gase, welche die Heizfläche unmittelbar berühren, kühlen sich ab, entferntere wenig oder gar nicht; daher werden die kältern dichter und abwärts sinken. Mithin werden die Gase am meisten Wärme

dann abgeben, wenn die Heizfläche über dem Gasstrom liegt, also in liegenden Zügen, die unter dem Kessel angebracht sind.

Steigen die Züge, so streichen die kältern und wärmern Gasschichten neben einander aufwärts, die kältern der Heizfläche entlang. Ist durch die Einrichtung der Züge nicht dafür gesorgt, daß die Gase innerhalb desselben Kanalquerschnittes unter einander kommen, so fällt in steigenden Zügen die Wärmeüberführung erheblich kleiner aus als in liegenden.

In einem weiten liegenden Seitenzug bildet sich eine natürliche Tendenz zu wirbelnder Bewegung der Gase. Die kältern Schichten sinken der Heizfläche nach abwärts, die heißern strömen oben der Heizfläche zu, um jene zu ersetzen.

Bei einem Röhrenkessel ist der ganze Gasstrom in eine größere Anzahl Ströme mit kleinen Querschnitten aufgelöst. Hier tritt nun die Ungleichheit der Temperatur innerhalb eines und desselben Querschnittes fast ganz zurück, weil der ganze Gasstrom von der Heizfläche umfaßt ist und die in der Axe der Röhre liegenden Lufttheilchen einen kleinen Abstand von der Heizfläche haben. Es ist dieß ein Grund, warum bei gegebener Heizfläche die Gase sich bis nach vollendeter Cirkulation tiefer abkühlen als bei andern Kesseln, warum also diese Kessel unter sonst gleichen Umständen einen höhern Wirkungsgrad haben als andere.

3. **Die Dicke und Beschaffenheit der Kesselwände.** Dem Kessel wird um so mehr Wärme mitgetheilt, je dünner die Wand ist und je besser das Material desselben die Wärme leitet.

Die Wand kann um so dünner gemacht werden, je größer die Festigkeit des Materials oder auch je kleiner der Durchmesser des Kessels ist (S. 142). Es sind daher in dieser Beziehung gußstählerne Kessel besser als schmiedeiserne und Röhrenkessel besser als solche mit weiten Durchmessern ohne Röhren.

Ganz besonders wird die Wärmemittheilung durch Ablagerung von Kesselstein, Asche, Ruß ꝛc. beeinträchtigt. Es soll also dafür gesorgt werden, daß diese Ablagerungen nicht möglich sind, entweder durch Speisen mit reinem Wasser und die Rauchverbrennung oder aber daß sie durch Reinigen von innen und außen rechtzeitig entfernt werden.

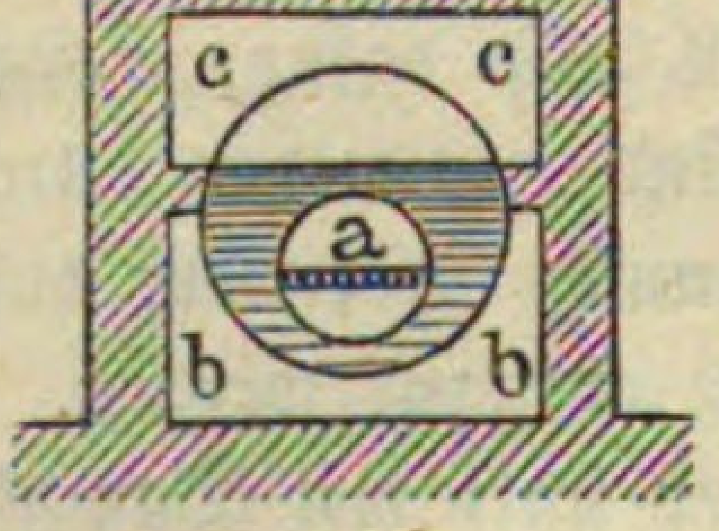
4. **Das Belegtsein der Heizfläche mit Wasser statt mit Dampf.** Das Wasser nimmt von der Kesselwand annähernd 2mal mehr Wärme auf als der Dampf. Ist also ein Theil der Heizfläche mit Dampf belegt, so müßte für diesen Theil nur die Hälfte der Oberfläche in Rechnung gebracht werden. Es kommen nun zwei Fälle vor, wo einzelne Theile der Heizfläche mit Dampf statt mit Wasser in Berührung stehen.

a) Unbeabsichtigt. Es bleibt Dampf, welcher an der Kesselwand entsteht, aus irgend welchen Ursachen, theilweise hängen und bildet, wie Redtenbacher sich ausdrückt, einen „Dampfpelz", oder der Dampf bleibt zeitweise an einzelnen Stellen unter Wasser stehen, weil seinem Aufsteigen Hindernisse entgegentreten. Es ist höchst wahrscheinlich, daß die Adhäsion solche Dampfpelze und gewisse konstruktive Verhältnisse solche Hindernisse bilden. Gegen die Dampfpelze schützt ein unruhiger Zustand des Kesselwassers, veranlaßt z. B. durch das Speisen, durch gewisse Einlagen zur Erzielung von Strömungen, durch die Stöße der Dampfmaschine bei Schiffskesseln, durch die Erschütterungen der Lokomotivkessel während der Fahrt u. s. w.

Hindernisse für das Aufsteigen des Dampfes kommen vor, z. B. bei Bouilleurs-Kesseln. Man weiß, daß Bouilleurs, welche stark gebraucht werden, über dem Feuer wellenförmige Verbiegungen, sogar Ausbauchungen annehmen, so daß solche Bouilleurs nach wenig Jahren entweder geflickt oder ersetzt werden müssen. Das Eisen, welches an den schadhaften Stellen herausgenommen wird, zeigt sich brüchig und „verbrannt". Diese Erscheinung kann nicht aus der Ablagerung von Kesselstein allein erklärt werden, sondern wegen des ziemlich allgemeinen Vorkommens nur aus der Voraussetzung, daß der Dampf, welcher sich in der Röhre bildet, zeitweise zurückgehalten wird, also durch die engen Hälse, welche nach dem Kessel führen und starke Kontraktionen bewirken, nicht aufsteigen kann. Würde nämlich das Eisen mit Wasser benetzt, wie bei andern Kesselformen, welche keine solchen Verbiegungen zeigen, so würde es auch wie bei diesen abgekühlt. Aehnlich verhält es sich in manchen andern Fällen.

b) Beabsichtigt. Die Heizfläche ist der Theil der Kesselwand, welcher Wärme aufnimmt. Diesen aktiven Theil gegenüber dem passiven zu vergrößern, führte auf die Anlegung eines letzten Zuges über dem obern Theil des Kessels. Der Kessel sei z. B. ein Cornwall-Kessel (Fig. 55) mit dem ersten Zug in der Feuerröhre a. Von da sollen die heißen Gase unter dem Kessel, im Zuge bb, sich rückwärts bewegen und endlich im letzten Zuge cc über die mit Dampf belegte Kesselfläche nach dem Kamin ziehen. Dieser obere Zug wird in England schon seit 25, in der Schweiz seit 18 Jahren angewendet. Dieser Zug ist zulässig bei Kesseln, wo voraussichtlich die Rauchgase nicht allzuheiß in den Zug gelangen, also wo der Kessel nicht forcirt wird. Dieser Theil Kesselfläche hat keinen Kesselstein; das Blech wird aus diesem Grund weniger verbrennen, als wenn es bei gleicher Temperatur mit Kesselstein belegt

Fig. 55.



wäre. Auf der Kesselfläche legt sich Asche ab; auch aus diesem Grund wird sich das Blech besser erhalten, allein auch weniger Wärme durchlassen. Die Erfahrung hat die Nützlichkeit und Zulässigkeit solcher Züge bewiesen. In der Schweiz sind einige hundert Kessel mit solchen Zügen im Betrieb.

Allein nicht nur bei Kesseln der erwähnten Art wird die mit Dampf belegte Kesselwand zur Heizfläche, sondern auch z. B. aufrechte Röhrenkessel nach Art von Fig. 17, C. Auch hier streichen die Rauchgase noch durch denjenigen Theil der Röhren, welche im Dampfraum liegen, bevor sie ins Kamin gelangen. Ein principieller Unterschied zwischen dem hier und oben erwähnten letzten Zug ist nicht vorhanden.

5. **Die Temperatur der Verbrennungsgase.** Die von den heißen Gasen an das Kesselwasser abgegebene Wärme ist proportional der Differenz zwischen den Temperaturen der Gase und des Kesselwassers, und es theilen daher Gase von hoher Temperatur dem Kesselwasser ein weit größeres Wärmequantum mit, als solche, die bereits abgekühlt sind.

Man denke sich nun die Heizfläche eines Kessels in gleich große aufeinander folgende Theile getheilt. Da nun die erwähnte Temperaturdifferenz um so kleiner wird, je mehr dieser Flächentheile sie bestrichen haben, so wird je ein folgender Theil weniger Wärme aufnehmen als der vorangegangene. Um das Gesetz der Abnahme, welches in der Ueberführung der Wärme obwaltet, abzuleiten, gehen wir von folgender Annahme aus.

Die Temperatur im Feuerraum, unmittelbar über dem Roste, sei gleichförmig. Der erste Flächentheil dehne sich gerade über den Rost, die Feuerbrücke 2c. aus. Da nun alle Stellen des Flächentheils Wärme aufnehmen, so muß längs dieser Fläche, gegen die Feuerbrücke hin, die Temperatur der Gase abnehmen. Nun sei:

Temperatur im Feuerraum (S. 93)	= 1200°
Abkühlung auf dem ersten Flächentheil um	= 400
Temperatur im Kessel	= 150

Mithin sind die Temperaturdifferenzen

Am Anfang des Flächentheils . . . 1200 — 150	= 1050
Am Ende desselben . . . . 800 — 150	= 650
Und im Mittel	= 850

Diese mittlere Differenz hat für jeden Flächentheil einen besondern Werth. Da diesen Werthen die Wärmemenge proportional ist, welche die einzelnen Flächentheile aufnehmen, so hat das Verhältniß zwischen der aufgenommenen Wärme und der Temperaturdifferenz für jeden Flächentheil auch den gleichen Werth, d. h. es bilden die mittleren

Temperaturdifferenzen zweier aufeinander folgender Theile und die von ihnen aufgenommenen Wärmen eine Proportion. Da man aber für den folgenden Theil die mittlere Temperaturdifferenz noch nicht kennt, so nehme man statt der mittleren Temperaturdifferenzen die Anfangs-Temperaturdifferenzen, so werden auch diese sich verhalten wie die aufgenommenen Wärmemengen. Kühlt daher der zweite Flächentheil die Gase ab um x, so hat man zur Bestimmung dieser Größe die Proportion:

Temperaturdifferenzen.	Aufgenommene Wärme.

$$1200 - 150 : 800 - 150 = 400 : x$$

woraus folgt

$$x = \frac{650 \,.\, 400}{1050} = 248$$

Hiernach kühlen sich die Gase im zweiten Theil ab um 248°, also bis ans Ende auf 800 — 248 = 552°. Die Temperaturdifferenz ist mithin am Ende des Flächentheils 650 — 248 = 402°.

Verfährt man für jeden weitern Flächentheil in der angegebenen Weise, so erhält man folgende Zusammenstellung:

Flächentheil.	Temperaturen.		Abkühlung auf je 1 Flächentheil.		Temperaturdifferenzen.			
							Mittelwerth	
	Anfang.	Ende.	Grade.	Procente.	Anfang.	Ende.	für 1 Theil.	für alle Theile.
1	1200°	800°	400°	33,3	1050°	650°	850°	850°
2	800	552	248	20,7	650	402	526	688
3	552	399	153	12,8	402	249	325	567
4	399	304	95	8,0	249	154	202	476
5	304	246	58	4,8	154	96	125	405
6	246	210	36	3,0	96	60	78	351
7	210	188	22	1,8	60	38	49	308

Aus dieser Uebersicht ergeben sich unmittelbar folgende Schlüsse:

a) Die Werthe in der fünften Vertikalreihe geben die Wärmemenge an, welche die Kesseltheile aufnehmen, ausgedrückt in Procenten der gesammten entwickelten Wärme. Man ersieht, daß die letztern Flächentheile nur sehr wenig Wärme mehr aufnehmen, so z. B. der 7. Flächentheil nicht einmal 2, der 6. nur 3 Procent. Bei Anlegung eines Dampfkessels ist daher die Frage aufzuwerfen, ob diese letztern Theile nicht wegzulassen seien, d. h. ob der Kessel nicht kleiner zu machen sei. Ein großer Kessel erhöht die Anlagekosten, bringt aber

Ersparnisse an Brennmaterial. In jedem gegebenen Fall ist zu prüfen, ob diese Ersparnisse die Zinsen und Abschreibungen für einen größern Kessel aufwiegen.

b) Gibt man dem Kessel nur 6 Flächentheile, so gehen die heißen Gase mit 210° in den Schornstein über, sie sind also noch um 60° heißer als der Dampf. In diesem Fall geht somit durch die Abganggase $^{210}/_{1200} = 0{,}175$ der gesammten Wärme verloren. Dieser Verlust ist ohne Anwendung von Vorwärmern sehr klein und kann als erreichbare Grenze angesehen werden.

c) Läßt man auch den 6. Flächentheil weg, so steigt der Verlust durch die Abganggase auf 0,204 und läßt man den 5. Theil ebenfalls weg, so steigt der Verlust auf 0,252 oder auf $^1/_4$ der entwickelten Wärme.

d) Kessel, welche Corliß- und Ventilmaschinen den Dampf liefern, erhalten gewöhnlich 0,8 □m Heizfläche per Pferdekraft und müssen in der Stunde und per Pferd 10,6 Kil. Dampf liefern. Dabei kühlen sich die Gase am Kessel annähernd auf 210° ab. Hiernach liefert 1 □m Heizfläche folgende Dampfmenge

$$\frac{10{,}6}{0{,}8} = 13{,}3 \text{ Kil.}$$

Beträgt die Temperatur des Speisewassers 0°, so nimmt diese Dampfmenge 13,3 . 650 = 8645 Kalorien Wärme auf. Somit gehen durch 1 □m Heizfläche per Stunde 8645 Kalorien.

e) Die letzte Vertikalreihe der vorstehenden Tabelle enthält die einzelnen Temperaturdifferenzen der aufeinanderfolgenden Flächentheile. Für die 6 ersten Flächentheile ergibt sich eine mittlere Differenz = 351°. Bei dieser Differenz gehen somit durch 1 □m Heizfläche 8645 Kalorien in der Stunde in den Kesselinhalt über; es macht dieß auf 1° Temperaturdifferenz 24 Kalorien, welche unter normalen Verhältnissen stündlich durch 1 □m Heizfläche gehen.

f) Es wurde soeben angegeben, 1 □m Heizfläche liefere in der Stunde 13,3 Kil. Dampf. Dieß ist nur der Fall, wenn die Gase sich annähernd auf 210° am Kessel abkühlen. Gehen sie heißer nach dem Kamin, so ist die mittlere Temperaturdifferenz höher, also geht auch mehr Wärme durch die Einheit der Kesselwand. Würde der Kessel z. B. nur aus den drei ersten Flächentheilen bestehen, so wäre die mittlere Temperaturdifferenz (gemäß der letzten Vertikalreihe obiger Tabelle) = 567°; somit würde durch diesen verkleinerten Kessel im Verhältniß von 567 : 351 mehr Wärme eindringen, also würde sich per 1 □m Heizfläche eine Dampfmenge bilden von

$$\frac{567}{351} \times 13,3 = 21,5 \text{ Kil.}$$

Allein dann würden auch die Gase mit 399° ins Kamin übergehen.

Bei dieser Berechnung der Dampfmenge wurde die Temperatur des Speisewassers = 0° angenommen. Steigt die Temperatur des Speisewassers, z. B. auf 50°, so muß der Kessel zu 1 Kil. Dampf von annähernd 5 Atm. Spannung nur 600, statt 650 Kalorien aufnehmen; es steigt daher auch entsprechend die Dampfmenge, welche der Kessel liefern kann.

Nach Peclet beträgt bei gut konstruirten Dampfkesseln, welche mit 1 Kil. Steinkohlen 6 bis 7 Kil. Dampf liefern und die Verbrennungsprodukte mit einer Temperatur von cirka 300° abgeben, die durchschnittliche Dampferzeugung in der Stunde auf 1 □ᵐ Heizfläche 15 bis 20 Kil. Cavé gibt unter den gleichen Umständen 19, Redtenbacher 24 Kil. an.

Unter den oben gemachten Voraussetzungen gestalten sich diese Zahlen wie folgt:

Flächentheil des Kessels.	Abkühlung von 1200° auf	Verlust durch das Kamin.	Gewicht Dampf von 5 Atm. per 1 □ᵐ der gesammten Heizfläche bei einer Temperatur des Speisewassers von 0°	50°	100°	150°
1	800°	0,667	30,3 k	32,8 k	35,8 k	39,4 k
2	552	0,460	26,1	28,3	30,8	33,9
3	399	0,333	21,5	23,3	25,4	27,9
4	304	0,253	18,0	19,5	23,0	23,4
5	246	0,205	15,4	16,7	18,2	20,2
6	210	0,175	13,3	14,4	15,7	17,3
7	188	0,156	11,4	12,3	13,5	14,8

Watt hat die Regel aufgestellt, daß 26 □ᵐ Heizfläche in der Stunde 1 Kub.ᵐ Wasser verdampfen. Es macht das 38,4 Kil. Dampf per 1 □ᵐ Heizfläche. Dieser auffallend große Werth läßt sich aus folgenden Umständen erklären: Erstens verwendete er nur Niederdruckdampf, es war daher die Differenz der Temperaturen in den Zügen und im Kessel nur 40 bis 50° größer als oben angenommen; zweitens ließ er die Gase mit hoher Temperatur ins Kamin übertreten und drittens verwendete er in Folge dessen nur jenen Theil der Heizfläche, an den sich kein Ruß anhängen kann.

g) Ein Kilogramm Steinkohlen mittlerer Qualität vermag bei einer mäßig guten Kesselkonstruktion und einer Temperatur des Speisewassers von 0° cirka 7 Kil. Dampf zu erzeugen. Gehen bei diesem

Kessel die Gase mit 210° ins Kamin ab, so liefert 1 □m Heizfläche 13,3 Kil. Dampf.

Daher wird per 1 □m Heizfläche verbrannt die Steinkohlenmenge

$$\frac{13,3}{7} = 1,9 \text{ Kil.}$$

Bei der Mehrzahl der Kessel, welche im Betrieb stehen, werden mehr Steinkohlen verbrannt. Daher geht auch mehr Wärme nach dem Schornstein ab. Mit Hülfe der vorstehenden Tabelle läßt sich leicht eine Abschätzung des Mehrverbrauches vornehmen.

Gesetzt nämlich, man verbrenne 2mal mehr Kohlen als oben angegeben, so sollte auch die Heizfläche doppelt so groß sein. Allein der Kessel bleibt der gleiche. Mithin kommt es auf dasselbe hinaus, als wenn die Heizfläche auf die Hälfte verkleinert würde, oder wenn der Kessel der obigen Tabelle, statt aus allen 6 Flächentheilen, nur aus den 3 ersten derselben bestünde. Die Gase gehen somit nach dem Schornstein mit 399° statt mit 210° und der Wärmeverlust beträgt 0,333 statt 0,173 der entwickelten Wärme.

Man schätzt noch vielfach die Leistungsfähigkeit eines Dampfkessels nach Pferdekräften. Diese Abschätzungsweise führt jedoch zu vielen Verwirrungen und Täuschungen. Früher rechnete man, besonders in Frankreich, zu einer Pferdekraft 1 □m Heizfläche des Kessels. Nach und nach ist man weiter gegangen bis auf 1,5 □m; jedoch keineswegs allgemein. Wer nicht genügend unterrichtet ist, stellt sich nun vor, es lasse sich z. B. mit 1 □m Heizfläche so viel Dampf hervorbringen, als eine Dampfmaschine zu einer Pferdekraft bedürfe. Allein das trifft nur für ein gewisses Dampfmaschinensystem zu, für andere nicht.

Eine Corliß- oder Ventilmaschine, mit Expansion und Kondensation, braucht nur 10,6 Kil. Dampf per effektive Pferdekraft in einer Stunde, während eine Schiebermaschine ohne Expansion und ohne Kondensation, zumal eine kleine, wenigstens 30 Kil. Dampf nöthig hat. Ein und derselbe Kessel kann also groß genug sein für eine Maschine mit gutem, dagegen viel zu klein für eine Maschine mit unvollkommenem System. Man sollte rechnen:

	Gutes System.	Mittel.	Schlechtes System.
Dampfmenge per Pferd in 1 Stunde	11	18	30
Heizfläche per Pferd, wenigstens . .	0,8	1,3	2,2 □m

Kessel für kleine Anlagen sind in der Regel zu klein, weil die damit verbundenen Dampfmaschinen dem System nach meistens zu den unvollkommenen gehören. Man sollte für diese 2,2 und nicht 1,5 □m rechnen, wie dieß noch so häufig geschieht.

Aus der ganzen bisherigen Darlegung geht hervor, daß das Verdampfungsvermögen eines Kessels in erster Linie von der Größe der Heizfläche abhängt und daß alle andern Faktoren, welche Einfluß ausüben, erst in zweiter Linie in Betracht kommen.

5.

Heizfläche der Vorwärmer.

Die vorstehenden Daten geben nun auch Anhaltspunkte, um die **Heizfläche der Vorwärmer** berechnen zu können.

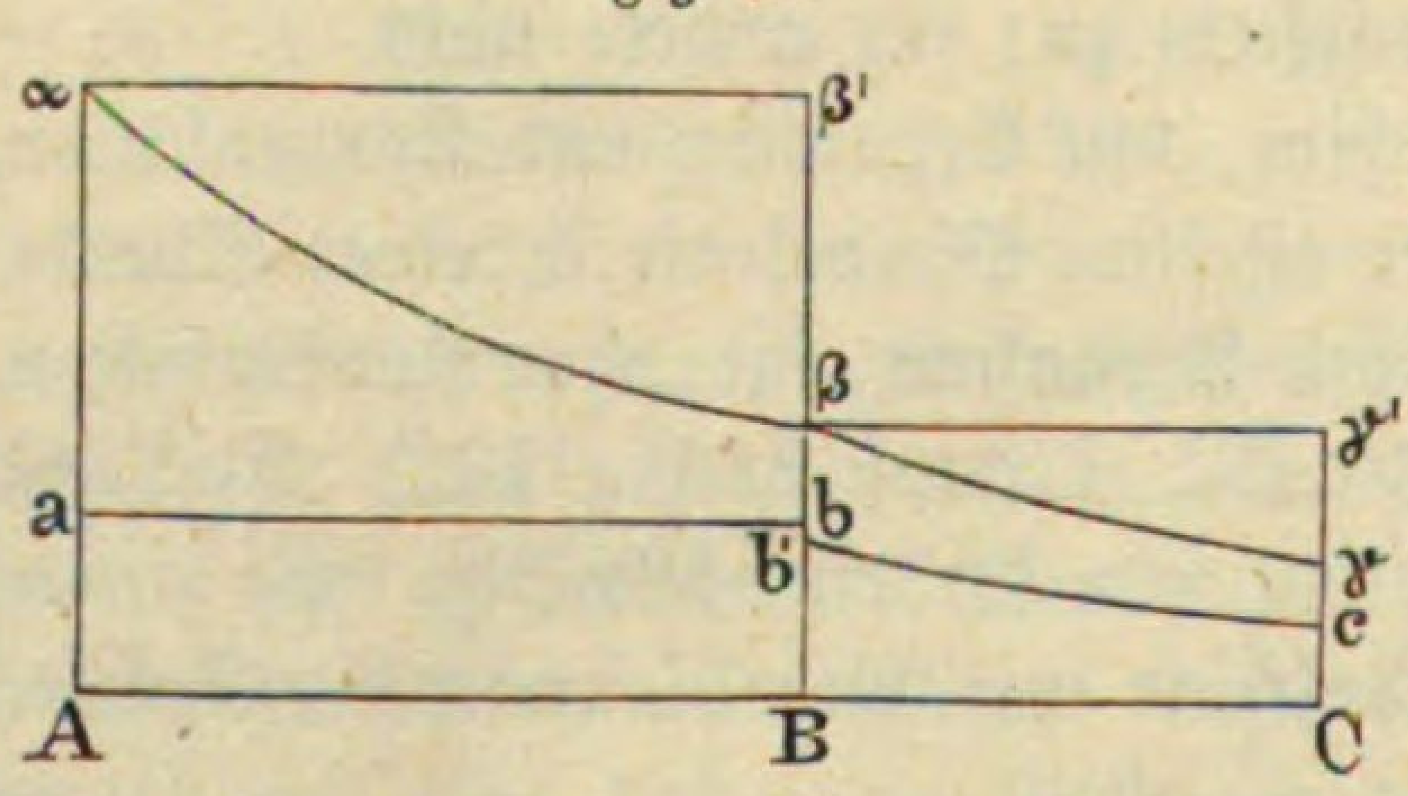
Die Vorwärmer bestehen meistens aus einem System von cylindrischen Röhren von 0,15 bis 0,60 m Durchmesser. Die schmiedeisernen haben den Nachtheil, daß sie bald von außen rosten; deßhalb werden meistens gußeiserne Röhren mit kleinerem Durchmesser verwendet.

Die Vorwärmer belegen sich außen bald mit Ruß und da sie selten so gut gereinigt werden wie Kessel, so lassen sie per 1 □ m Heizfläche nur cirka $^4/_5$ der Wärme durchtreten, welche für Kesselwände angenommen wird, also im Mittel 19 Kalorien Wärme in der Stunde bei 1^0 Temperaturdifferenz.

Nun soll bei jeder Vorwärmeranlage das Princip der Gegenströmung (S. 105) angewendet werden. Dadurch steigt die Temperatur des Speisewassers von der Einführstelle bis zur Austrittsstelle nach dem Kessel, während die der Gase in umgekehrter Richtung abnimmt.

Man trage (Fig. 56) die Wege, welche die Gase unter dem Kessel und Vorwärmer durchlaufen, als Abscissen AB und BC ab, indem man für gleiche Heizflächentheile gleiche Wege annimmt; mache die Ordinaten Aa = Bb gleich der Temperatur des Kesselwassers; sodann trage man die mittleren Temperaturen des Wassers im Vorwärmer als Ordinaten auf, z. B. für die Endstellen die Ordinaten Bb^1 und Cc und verbinde die Endpunkte der Ordinaten, so wird die Gerade ab die Temperaturlinie des Kesselwassers und b^1c diejenige des Vorwärmerwassers sein. Endlich trage man die mittleren Temperaturen für jeden Flächentheil auf, so entstehen die Kurven $\alpha\beta$ und $\beta\gamma$ und es wird $\alpha\beta$ die Temperaturkurve der Gase des Kessels und $\beta\gamma$ diejenige für den Vorwärmer sein. Dabei stellen $a\alpha$, $b\beta$, die Temperaturdifferenzen am Anfang und Ende der Cirkulation beim Kessel und $b^1\beta$ und $c\gamma$

Fig. 56.



die Differenzen am Anfang und Ende der Cirkulation beim Vorwärmer dar. Die Wärmemengen, welche Kessel und Vorwärmer aufnehmen, sind den Flächen $ab\beta\alpha$ und $b^1c\gamma\beta$, welche die Temperaturkurven einschließen, proportional, aber auch proportional den Temperaturgefällen $\beta\beta^1$ und $\gamma\gamma^1$, d. h. den aus den Gasen verschwundenen Wärmemengen. Bei einem kleinen Vorwärmer wird Bb^1 erheblich kleiner sein als Bb; bei einem größern kann der Punkt b^1 steigen bis zu b. In diesem Fall nimmt das Wasser so viel Wärme auf im Vorwärmer, daß seine Temperatur gleich wird derjenigen des Kesselwassers. Nimmt das Wasser im Vorwärmer noch mehr Wärme auf, so beginnt die Dampfbildung im Vorwärmer.

Die beiden Kurven b^1c und $\beta\gamma$ des Vorwärmers sind nur wenig gekrümmt und es kann hier die mittlere Temperaturdifferenz für die ganze Länge gleich dem Mittel aus den Enddifferenzen $b^1\beta$ und $c\gamma$ angesehen werden, was beim Kessel nur für einzelne Theile, nicht aber für die ganze Länge AB zulässig wäre.

Erstes Beispiel. Es sollen sich die Gase am Kessel abkühlen von 1200° auf 210° und am Vorwärmer von 210° auf 80°. Das Wasser werde mit 10° in den Vorwärmer gespiesen und nehme im Vorwärmer und Kessel per 1 Kil. 640 Kalorien auf (für Dampf von cirka 5 Atm.). Um wie viel erwärmt sich das Wasser im Vorwärmer und wie groß muß seine Heizfläche hiezu sein?

Die Temperaturgefälle der Gase geben das Verhältniß

$$1200 - 210 : 210 - 80 = 99 : 13$$

Das Wasser erwärme sich im Vorwärmer um x Grade, so nimmt jedes Kilogramm x Kalorien auf, während der Kessel noch an die Gesammtwärme beizutragen hat 640 — x Kalorien. Daher

$$99 : 13 = 640 - x : x$$

woraus folgt . . . . $x = 96{,}7^0$

Das Wasser verläßt also den Vorwärmer mit $10 + 96{,}7 = 106{,}7^0$.

Nun sind die Differenzen zwischen den Temperaturen der Gase und des Wassers an den Endstellen des Vorwärmers

$$210 - 106{,}7 = 103{,}3^0 \text{ und } 80 - 10 = 70^0$$

Mittel aus beiden Werthen $\frac{103{,}3 + 70}{2} = 83{,}65$

Es soll nun ermittelt werden, wie viel Heizfläche der Vorwärmer erhalten muß auf 1 □m Heizfläche des Kessels.

Die mittlere Temperaturdifferenz für den Vorwärmer ist $= 83{,}65^0$, für den Kessel gemäß der Tabelle auf S. 154 $= 351^0$. Bei gleichem Wärmeleitungsvermögen und gleichen Temperaturdifferenzen wäre die

Vorwärmerfläche $= \frac{13}{99}$ □ m; wegen ungleichen Temperaturdifferenzen steigt sie auf $\frac{13}{99} \cdot \frac{351}{83,65}$ □ m und wegen ungleichem Leitungsvermögen auf

$$\frac{13}{99} \cdot \frac{351}{83,65} \cdot \frac{5}{4} = 0,60 \ \square^{m}$$

Mithin soll der Vorwärmer 0,60 □ m Heizfläche haben auf je 1 □ m Heizfläche des Kessels.

Zweites Beispiel. Es sollen sich die Gase am Kessel abkühlen von 1200° auf 400°; das Wasser soll sich im Vorwärmer erwärmen von 20° auf 150°. Mit welcher Temperatur werden die Gase den Vorwärmer verlassen und wie groß muß die Heizfläche des Vorwärmers sein?

Ein Kilogramm Wasser nimmt im Vorwärmer 150 — 20 = 130 und im Kessel bei 150° Kesseltemperatur 650 — 150 = 500 Kalorien auf. Somit verhalten sich diese Wärmemengen wie 13 : 50.

Ganz ebenso müssen sich die Gastemperaturgefälle am Vorwärmer und Kessel verhalten. Bezeichnet man dasjenige beim Vorwärmer mit x, so entsteht die Proportion

$$13 : 50 = x : 1200 - 400$$

woraus . . . . $x = 208^{0}$

Somit müssen sich die Gase am Vorwärmer abkühlen um 208°, also auf 400 — 208 = 192°; sie gehen also mit 192° nach dem Schornstein.

Hiernach sind die Differenzen (Fig. 56)

$$b^{1}\beta = 400 - 150 = 250^{0}; \quad c\gamma = 192 - 20 = 172^{0}$$

also das Mittel daraus = 211°.

Ferner ist die mittlere Temperaturdifferenz am Kessel (Tabelle S. 154) = 567. Mithin kommt auf 1 □ m Heizfläche des Kessels eine Heizfläche des Vorwärmers gleich

$$\frac{13}{50} \cdot \frac{567}{211} \cdot \frac{5}{4} = 0,87 \ \square^{m}$$

Drittes Beispiel. Es soll unter den Voraussetzungen des letzten Beispiels die Größe der Heizfläche des Kessels und Vorwärmers angegeben werden für eine stündliche Produktion von 350 Kil. Dampf von 5 Atm.

Da die Gase den Kessel mit 400° Temperatur verlassen, so enthält der Kessel 3 Flächentheile im Sinne der Tabelle S. 154. Da das Wasser mit 150° in den Kessel tritt, so ist diese Temperatur als Speisewasser-Temperatur aufzufassen; es verdampft also 1 □ m Heizfläche 27,9 Kil. Wasser. Daher wird die Heizfläche

des Kessels . . . . $\frac{350}{27,9} = 12,55$ □ᵐ

des Vorwärmers $12,55 \cdot 0,87 = 10,93$ „

6.

Heizfläche der Ueberhitzer.

Der Dampf wird bisweilen, nachdem er den Kessel verlassen hat, noch weiter der Wirkung der heißen Gase ausgesetzt. Man beabsichtigt damit, entweder das im Dampf enthaltene Wasser noch zu verdampfen, also den nassen Dampf in trockenen überzuführen oder diesen Dampf zu überhitzen, also dem bereits trockenen Dampfe noch weiter Wärme zuzuführen.

In beiden Fällen nennt man das hiezu verwendete Röhrensystem Ueberhitzer, obgleich es eigentlich nur im letztern Falle als Ueberhitzer wirkt. Dieser letztere Fall kommt vor z. B. in Appreturen, wo der Dampf eine hohe Temperatur von 180°, 200° ꝛc. haben muß, ohne eine höhere Spannung zu besitzen als diejenige im Kessel, z. B. von 4 bis 5 Atmosphären.

Beim Ueberhitzer soll das Princip der Gegenströmung wie beim Vorwärmer zur Geltung kommen.

Da der Dampf die Heizfläche weniger abkühlt als das Wasser, so kann auch der Ueberhitzer keiner so hohen Temperatur ausgesetzt werden als der Kessel. Liegt der Ueberhitzer in einem Zug, wo die Temperatur höher ist als 400°, so wird er bald zerstört werden.

Handelt es sich daher um Erzielung einer höhern Temperatur mittelst des Ueberhitzers, so würde die Heizfläche sehr groß, weil die Temperatur der Gase niedrig, die des Ueberhitzers groß sein soll und weil dadurch die Differenz dieser Temperaturen klein wird. Außerdem ist das Wärmeleitungsvermögen 2mal kleiner als bei der mit Wasser belegten Heizfläche des Kessels.

Die Berechnung kann wie für Vorwärmer gemacht werden.

Gesetzt die heißen Gase kühlen sich am Kessel ab von 1200° auf 300° und am Ueberhitzer in einem selbstständigen Zug von 300° auf 200°; so verhalten sich die Wärmemengen, welche in den Kessel und Ueberhitzer übergehen wie die Differenzen

$$1200 - 300 : 300 - 200$$

also wie die Zahlen 9 : 1, d. h. der Ueberhitzer nimmt 9 mal weniger Wärme auf als der Kessel.

Der Ueberhitzer werde zum Trocknen des Dampfes verwendet; dieser Dampf besitze im Kessel und im Ueberhitzer eine Temperatur von

150°; so ist nach der Tabelle auf S. 154 die mittlere Temperaturdifferenz für den Kessel = 476°; für den Ueberhitzer annähernd 250 — 150 = 100°.

Bei gleichem Leitungsvermögen und gleichen Temperaturdifferenzen würde die Heizfläche des Ueberhitzers $\frac{1}{9}$ von der des Kessels; wegen der verschiedenen Temperaturdifferenzen nimmt sie zu im Verhältniß von 100 auf 476 und wegen des schlechten Leitungsvermögens von 1 auf 2. Auf 1 □m Heizfläche des Kessels wird daher diejenige des Ueberhitzers

$$\frac{1}{9} \cdot \frac{476}{100} \cdot \frac{2}{1} = 1{,}06 \ \square^{m}$$

Es muß daher die Heizfläche des Ueberhitzers noch etwas größer sein als diejenige des Kessels.

Der Dampf enthalte beim Uebergang aus dem Kessel in den Ueberhitzer 0,8 Kil. trocknen Dampf und 0,2 Kil. Wasser; das Wasser komme mit 10° in den Kessel; so wird jedes Kil. der Mischung aufnehmen:

im Kessel . . 0,8 . 640 + 0,2 . 140 = 540 Kalorien,

im Ueberhitzer . . . . $\frac{540}{9}$ = 60 „

Nun soll im Ueberhitzer Wasser von 150° in Dampf von 150° übergeführt werden. Zu 1 Kil. Wasser sind hiezu 500 Kalorien nöthig. Es kann also per 1 Kil. der obigen Mischung in Dampf verwandelt werden die Wassermenge

$$\frac{60}{500} = 0{,}12 \text{ Kil.}$$

Die Mischung erhält also folgende Zusammensetzung:

Dampf 0,80 + 0,12 = 0,92 Kil.
Wasser 0,20 — 0,12 = 0,08 „

Es verbleiben daher noch 8 Procent Wasser in der Mischung. Für diesen geringen Erfolg lohnt es sich daher nicht, einen solchen Ueberhitzer anzuwenden, wenigstens nicht für Gewinnung von Kraft.

7.

Dampf- und Wasserraum.

Die Menge des erzeugten Dampfes ist unabhängig von der Menge des im Dampfkessel befindlichen Wassers, so lange die verdampfte Wassermenge stetig ersetzt wird. Es ist nothwendig, daß jeder Kessel einen hinreichenden Wasservorrath habe, um bei unterbrochener Speisung

für eine gegebene Zeit noch Dampf liefern zu können, ohne daß der Wasserstand zu tief sinkt. Es ist nämlich (S. 104) vor Allem darauf zu achten, daß alle Kesselwandungen, welche auswendig von den Verbrennungsgasen getroffen werden, innen vom Wasser berührt sind, damit sie nicht zu heiß werden oder sogar zum Glühen kommen.

Steht der Wasserstand tief und wird gespiesen, so wird die Temperatur des Kesselwassers sinken, und zwar um so bemerkbarer, je kleiner der vorhandene heiße Vorrath und je kälter und größer der neue Zuwachs an Wasser ist. Der Wasservorrath darf daher nicht zu klein sein, damit bei der abwechselnden Einrückung und Abstellung der Speiseapparate die Höhe des Wasserstandes sowie die Temperatur des Wassers nicht zu starken Schwankungen ausgesetzt sei.

Betreffend die Erhaltung der Temperatur, so wirkt das Vorhandensein von Vorwärmern, welche eine gewisse Wassermenge zu fassen im Stande sind, sehr günstig.

Andrerseits ist nicht zu übersehen, daß bei Beginn des Betriebs die Dampfbildung um so langsamer vor sich geht, je größer der Wasserraum im Kessel ist. Denn es geht die Wärme der Verbrennungsgase zunächst an das Wasser über, und es muß erst alles Wasser erwärmt sein, ehe die Dampfbildung beginnen kann. Ist das Wasser bis zu der erforderlichen Temperatur erwärmt und wird dem sich erzeugenden Dampfe der gehörige Abfluß verschafft, so dauert die Dampfbildung, wenn der nothwendige Ersatz an Wasser geliefert wird, so lange fort, bis der Dampfabfluß wieder unterbrochen wird. Geschieht dieß, so bringt die eindringende Wärme ein Steigen der Temperatur und der Spannung hervor, das um so langsamer erfolgt, je größer der Wasservorrath ist. Wenn mit der Unterbrechung des Dampfabflusses zugleich die Feuerung eingestellt wird, so nimmt die Temperatur durch Abkühlung nach außen allmälig ab, aber ebenfalls in um so geringerem Maße, je größer der Wasservorrath ist. Das Kesselwasser ist also gewissermaßen ein W ä r m e r e s e r v o i r.

Hiernach ist in Fällen, wo mit kurzer Unterbrechung gearbeitet wird, wo man plötzlich viel Dampf braucht, ohne daß die Spannung desselben merklich sinken darf und überhaupt da, wo der Verlust gegen Abkühlung über Nacht und an Feiertagen möglichst vermieden werden kann, ein großer Wasserraum im Kessel ganz besonders zu empfehlen, während man solchen Maschinen, bei denen es auf rasche Dampfbildung ankommt, wie Lokomotiven und transportabeln Dampfmaschinen, einen weniger großen Wasserraum zu geben hat.

Zu kleine Wasserräume führen übrigens noch den Uebelstand mit sich, daß das Wasser im Kessel stark aufwallt und dem abziehenden

Dampfe viele mechanisch eingemengte Wassertheile mittheilt, denn bei solchen Kesseln ist die Oberfläche des Wassers in der Regel auch klein. Wenn nun die Dampftheile die Oberfläche des Wassers durchbrechen, so werden bei gegebener Verdampfung und unter sonst gleichen Umständen um so mehr Durchbruchstellen per Flächeneinheit entstehen, je kleiner die Oberfläche ist. Je dichter diese Stellen in einander liegen, um so mehr Wasser wird mitgerissen und um so nässer wird der Dampf.

Diesen letzteren Uebelstand kann man nur dadurch vermindern, daß man auch den Dampfraum nicht zu klein macht. Trotzdem ist man noch häufig genöthigt, außerdem den Kessel mit Vorrichtungen zum Trocknen des Dampfes, ähnlich der in Fig. 14 auf S. 58 abgebildeten, zu versehen.

Es darf aber auch der Dampfraum aus dem Grunde nicht zu klein gemacht werden, weil die Speisung, sowie die Bedienung des Feuers nicht stetig erfolgen und der Abfluß des Dampfes mithin bei verändertem Zustande desselben eine in weiten Grenzen schwankende Dampfspannung bedingen würde. Die Grenzen dieser Schwankungen hängen auch noch außerdem von den Kolbengeschwindigkeiten, der Größe der Austrittsöffnung und anderen Verhältnissen ab.

Im Allgemeinen ist der Dampfraum um so größer zu machen, je niedriger die Spannung ist, mit welcher der Dampf arbeitet, weil bei schwacher Spannung und kleinem Dampfraum der Vorrath Dampf dem Gewichte nach sehr klein ausfällt.

Ueber die Dauer des Anheizens läßt sich eine annähernde Berechnung wie folgt anstellen.

Der Kessel habe eine innere Feuerung mit Zügen, welche vom Wasser umgeben sind, er sei also ohne Ofenwerk. Die Heizfläche betrage 25 □^{m}, der Wasserraum 2 und der Dampfraum 2,5 Kub.^{m} Die Temperatur sei vor dem Anheizen 50^{0}, nach demselben 150^{0}.

Nun füllt sich ein Raum von 2,5 Kub.^{m} mit Dampf von annähernd 5 Atm. Druck. Das Gewicht dieses Dampfes wird sein

$$2{,}5 \cdot 2{,}675 = 6{,}7 \text{ Kil.}$$

Alles Wasser muß um 100^{0} erwärmt werden. Daher:

Zunahme der Flüssigkeitswärme	2000 . 100 =	200000 Kalor.
Dampfwärme à 500 Kalorien .	6,7 . 500 =	3350 „
Somit Gesammtwärmeaufnahme	. . . . =	203350 „

Auf dem Rost können (S. 157) per 1 □^{m} Heizfläche in der Stunde 2 Kil. Steinkohlen verbrannt werden; also auf der ganzen Rostfläche 2 . 25 = 50 Kil.

Gehen von je 1 Kil. Steinkohlen in das Wasser über 5000 Kalorien; so liefern 50 Kil. Kohlen in der Stunde 5000 . 50 = 250000 Kalorien nützliche Wärme. Daher

$$\text{Dauer des Anheizens } \frac{203350}{250000} = 0{,}813 \text{ Stunden.}$$

8.

Form der Kessel.

Die Dampfkessel haben verschiedenen Bedingungen zu entsprechen. Diese sind: Große Festigkeit und Haltbarkeit, hoher Wirkungsgrad, kleines Gewicht und niederer Preis bei gegebenem Dampf- und Wasserraum, Zugänglichkeit behufs Reinigen, Untersuchen und Repariren, wenig Reparaturen, bequemer und gefahrloser Betrieb u. s. w. Diese Bedingungen widersprechen sich zum Theil, so daß bei den verschiedenen Kesselformen nicht allen Anforderungen gleichmäßig Genüge geleistet wird.

Mit Rücksicht auf die Längenrichtungen sind die Kessel liegend oder stehend; ihr Querschnitt hat zur Grundform den Kreis oder das Rechteck. Diese letztere Form herrscht bei den Schiffskesseln vor; man kann die hieher gehörenden Kessel Kofferkessel heißen und somit alle Kessel in Cylinder- und Kofferkessel eintheilen.

Die Kofferkessel sind nur für niedere Spannungen zulässig; wo es sich daher um eine höhere Spannung handelt, muß die cylindrische Form gewählt werden, welche, wenn die Durchmesser klein gehalten werden, selbst bei geringer Wanddicke eine hohe Festigkeit gewähren.

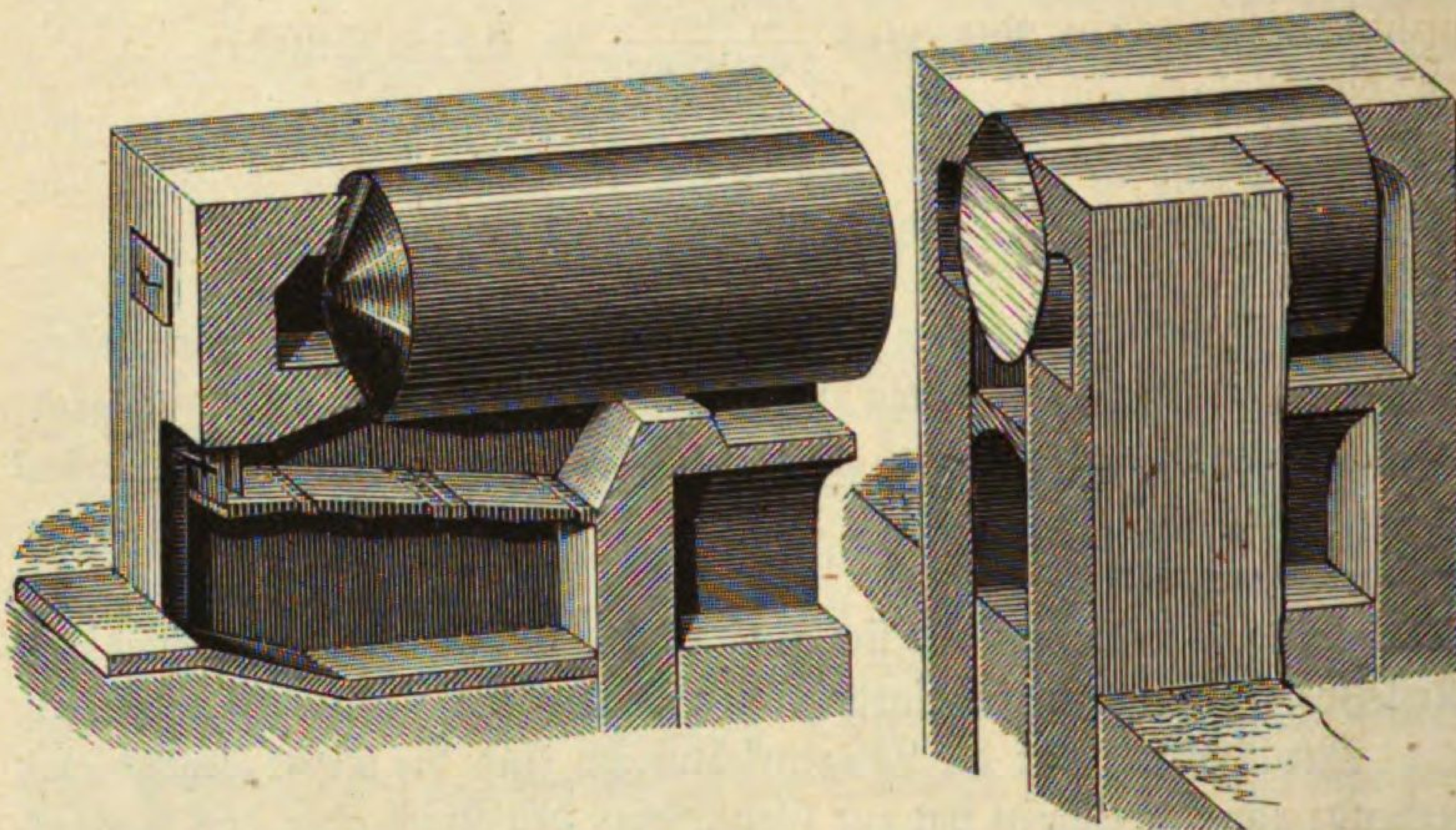
A. Liegende Cylinderkessel mit äußerer Feuerung.

Der einfache cylindrische Kessel ist in Fig. 57 S. 166 abgebildet. Die gasförmigen Verbrennungsprodukte, die auf dem Roste gebildet worden sind, ziehen über die Feuerbrücke durch den Bodenzug unterhalb des Kessels, kehren dann durch einen Seitenzug zurück und entweichen endlich, nachdem sie durch den zweiten Seitenzug wieder nach hinten gelangt sind, in den Schornstein.

Diese Kessel empfehlen sich durch ihre Einfachheit. Die Materialbenutzung ist aber keine vortheilhafte. Denn da ein Kessel um so mehr Dampf bildet, je größer bei gleichem Fassungsraum seine Heizfläche ist, so muß man darauf Bedacht nehmen, seine Oberfläche so groß als möglich zu machen. Der Fassungsraum eines Cylinders vom Durchmesser d und der Länge L ist $\frac{1}{2}$ $d^2 \pi L$; seine Oberfläche $d \pi L$. Wird derselbe Fassungsraum auf zwei, beispielsweise einander gleiche Kessel vertheilt, so wird der Durchmesser eines jeden derselben 0,7 d und die

Oberfläche beider 1 4 d π L. Bei Vertheilung auf drei Kessel wird die Oberfläche 1,73 d π L u. s. w. Hieraus folgt, daß bei gleichem Fassungs-

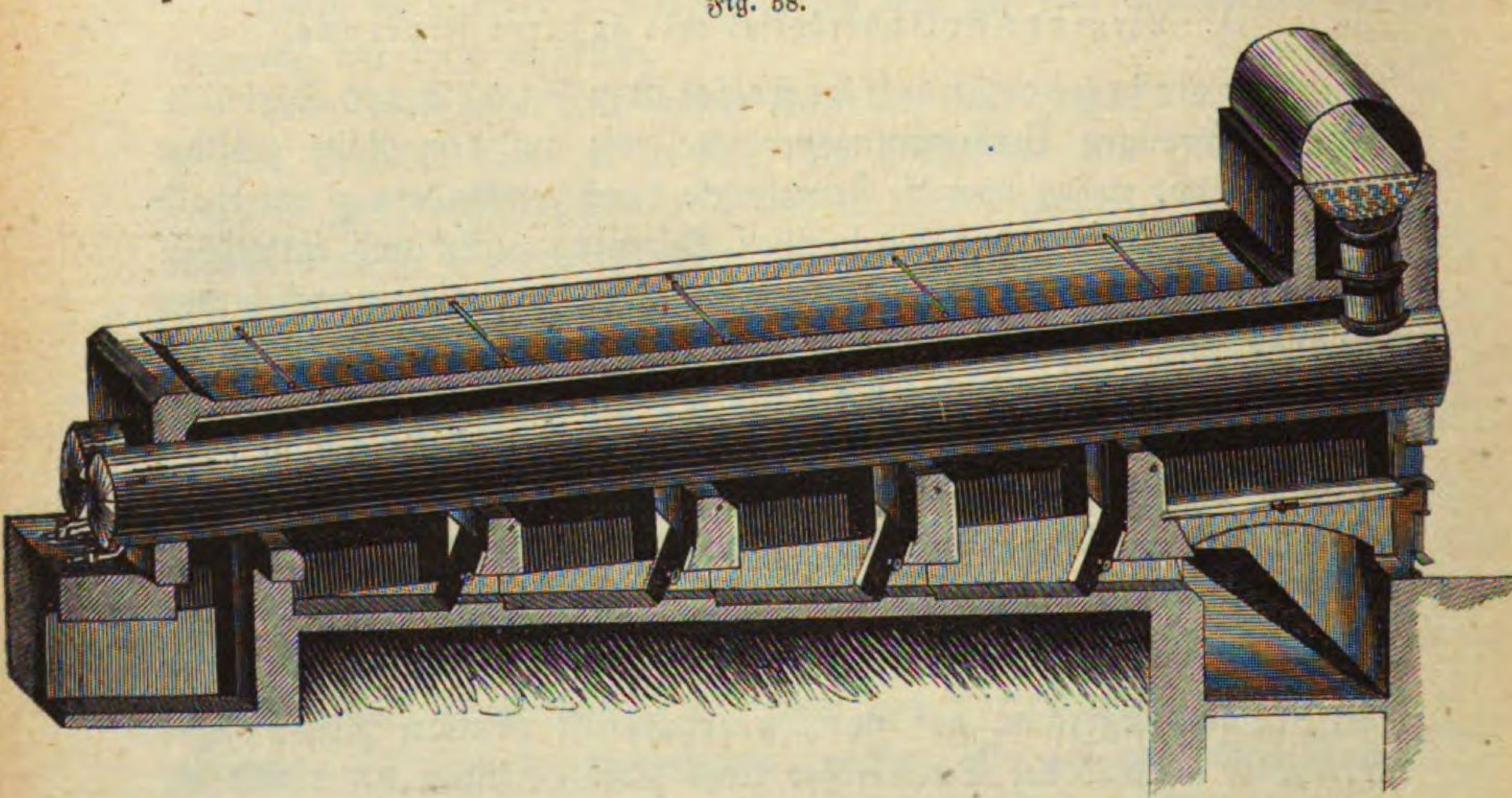
Fig. 57.



raum die Oberfläche um so größer wird, je mehr cylindrische Kessel mit einander verbunden werden, und es beruht hierauf die Anwendung der Röhrenkessel.

Fig. 58 zeigt einen Henschel'schen Kessel. Derselbe besteht aus einer Anzahl neben einander liegender Röhren mit geneigter Lage, unter deren oberen Enden die Feuerung sich befindet. Diese Röhren liegen von allen Seiten frei in dem Kanale, welcher die gas-

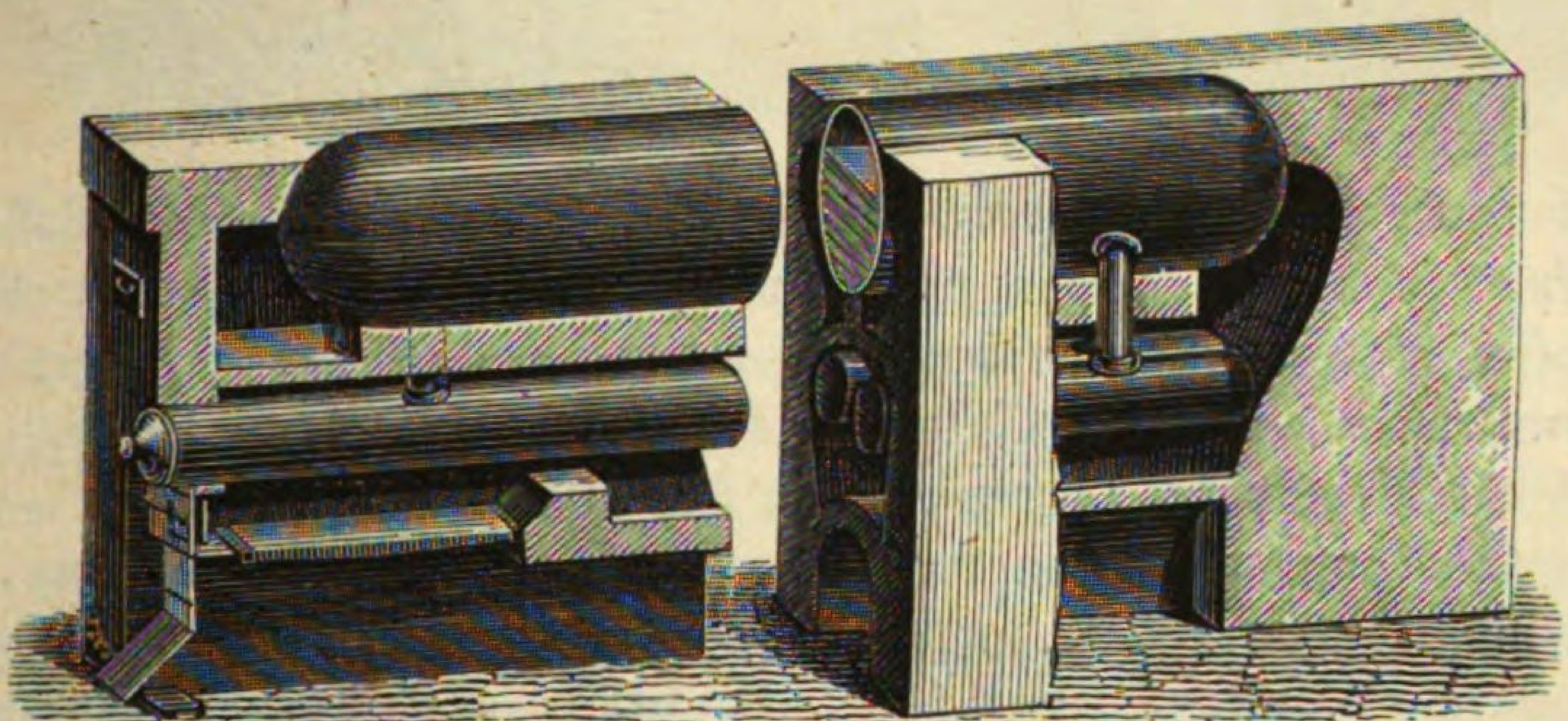
Fig. 58.



förmigen Verbrennungsprodukte von dem Feuerraume unmittelbar nach dem Schornstein leitet. In diesen Kanal sind sodann mehrere Feuerbrücken hinter einander eingebaut, durch welche die heißern und kältern Luftschichten durcheinander geworfen werden. An den oberen Enden sind die Röhren durch einzelne Rohrstutzen mit einem quer über ihnen liegenden Dampfrohre verbunden, aus dem der Dampf nach der Leitung abgeführt wird. Der abgebildete Kessel wurde auf der Barbara-Hütte in Oberschlesien aufgestellt und von A. Borsig in Berlin ausgeführt.

Der in Fig. 59 abgebildete Bouilleurkessel hat zwei Siederöhren (bouilleurs), welche vorn und hinten durch je zwei Rohrstutzen mit dem

Fig. 59.



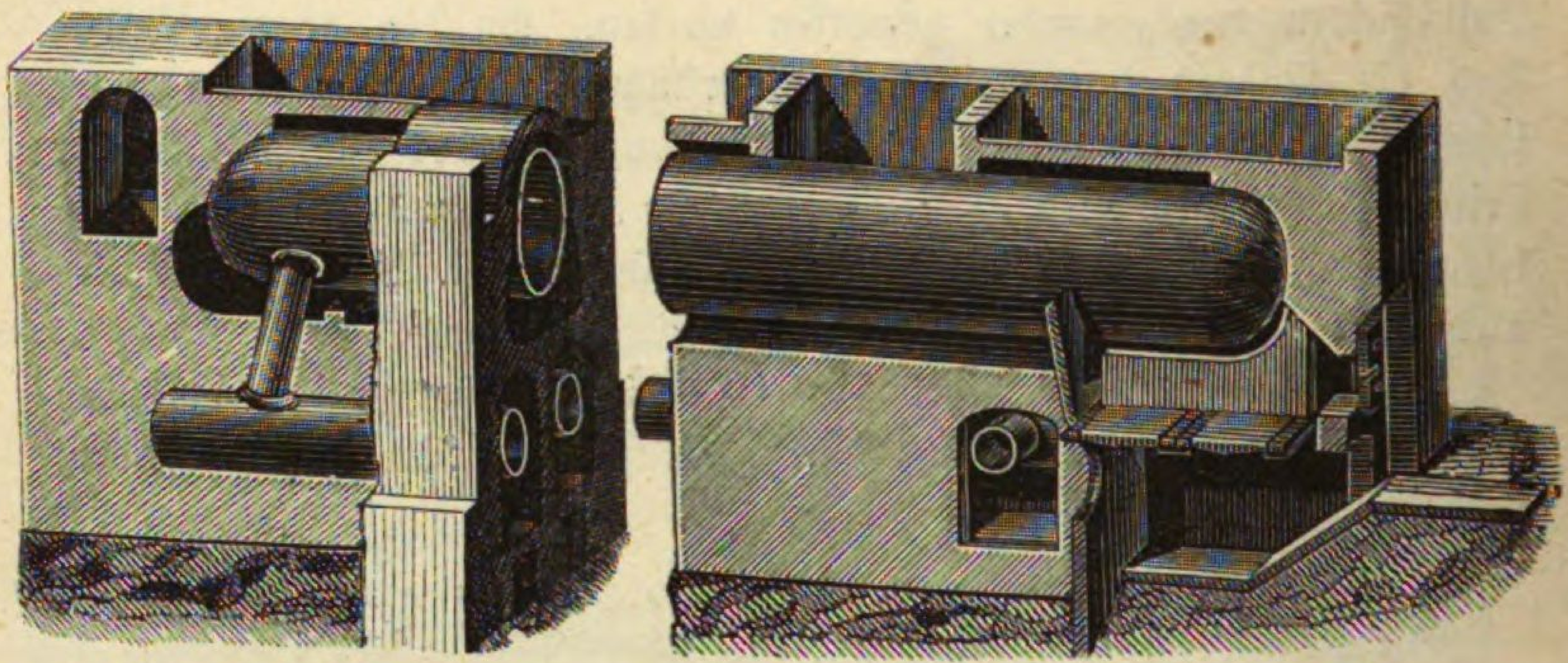
Hauptkessel verbunden sind. Die Feuerung liegt unter den beiden Siederöhren, welche ringsum von den Verbrennungsgasen umgeben sind. Die Gase strömen an den Siederöhren nach hinten, steigen dann auf, kehren durch den einen Seitenzug am Hauptkessel zurück und ziehen hierauf durch den zweiten Seitenzug am Hauptkessel wieder nach hinten, um in den Schornstein zu entweichen.

Die beabsichtigte Vergrößerung der Heizfläche ist bei dieser Konstruktion offenbar erreicht; auch ist wohl nicht zu verkennen, daß der Hauptkessel, da er dem Feuer nicht unmittelbar ausgesetzt ist, geschont wird und längere Dauer verspricht. Allein dergleichen Kessel leiden an einer Störung der Cirkulation von Wasser und Dampf in den Bouilleurs, die sich dadurch kundgibt, daß die dem Feuer unmittelbar ausgesetzten Theile sehr rasch durchbrennen. Es bildet sich nämlich im Innern der Siederöhren Dampf, der nicht rasch genug aufsteigen kann. Daher wird die Kesselwand nicht mehr gehörig abgekühlt, und die Bleche verbrennen.

Durch den einfachen Cylinderkessel mit Vorwärmern, Fig. 60, S. 168, wird dieser Uebelstand beseitigt. Die Feuerung liegt

hier unter dem Hauptkessel, und die Verbrennungsgase bestreichen daher diesen zuerst. Dann kehren sie unter dem einen Vorwärmer zurück

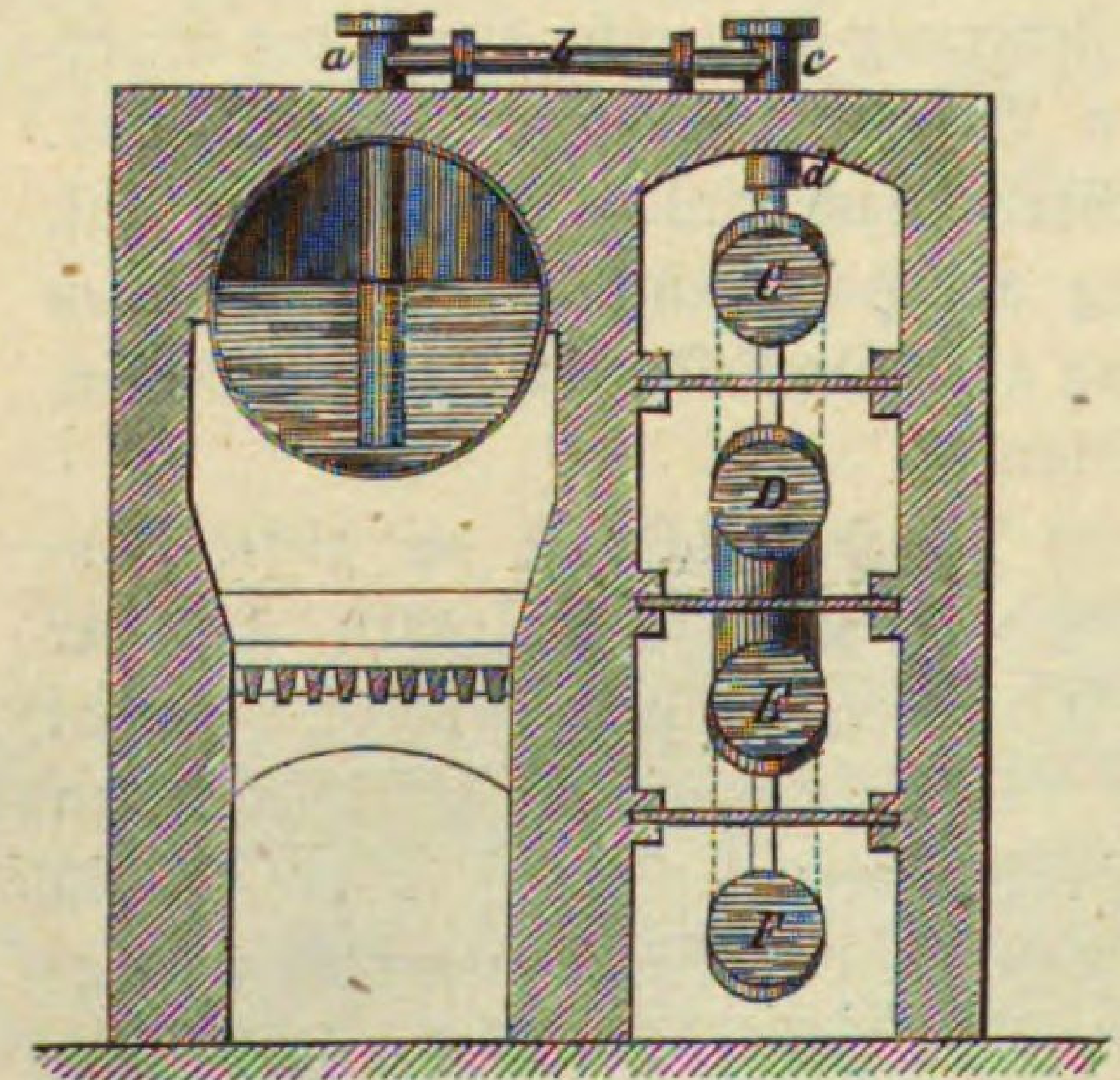
Fig. 60.



und unter dem andern vorwärts nach dem Schornstein. Die Wassercirkulation erfolgt gerade nach der entgegengesetzten Richtung, das Wasser wird nämlich am hintern Ende des im dritten Zuge liegenden Vorwärmers eingeführt, strömt nach dem andern Ende u. s. w., so daß das Princip der Gegenströmung (S. 105) angewendet wird.

Gewöhnlich gibt man den Vorwärmern eine schwache Neigung in der Richtung ihrer Axe, und zwar so, daß die kältesten Stellen derselben am tiefsten, die wärmsten am höchsten liegen. Man thut dies deßhalb, um sicher zu sein, daß die Röhren sich vollständig mit Wasser füllen.

Fig. 61.

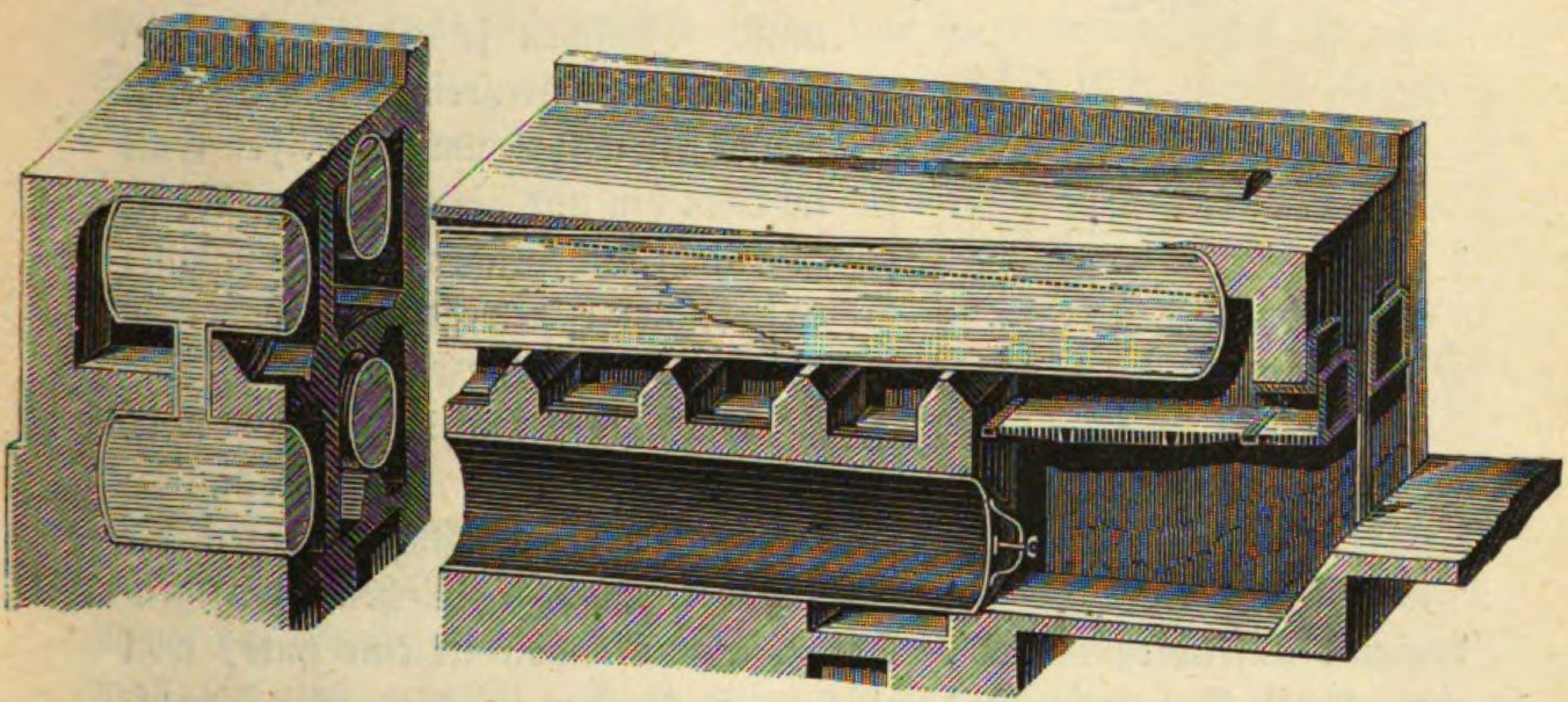


Bei dem Farcot'schen Kessel (Fig. 61) liegen die Vorwärmer neben dem Hauptkessel. Die Flamme bestreicht zuerst den Hauptkessel und dann nach einander die vier Röhren, während das Wasser den umgekehrten Weg macht. Der Hauptkessel steht mit dem ersten Vorwärmer C durch die Röhren abcd in Verbindung; C ist mit D durch einen Rohransatz verbunden, ebenso D mit E und E mit F. Die Vorwärmer haben eine schwach geneigte Lage.

Die in Fig. 62 S. 169 abgebildete Anlage ist aus der Fabrik von

A. Borsig in Berlin hervorgegangen. Es stehen vier solcher Kessel neben einander mit je einem darunter liegenden Kessel versehen. Jeder dieser

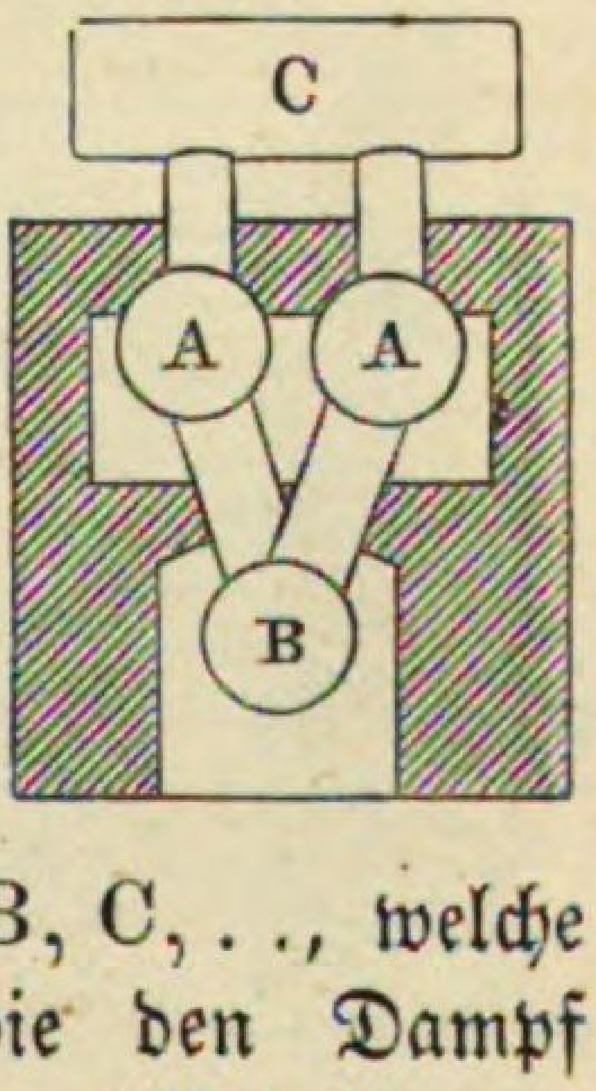
Fig. 62.



vier Doppelkessel kann unabhängig von den andern gefeuert werden, doch haben sämmtliche Kessel einen gemeinschaftlichen Schornstein. Die Feuerung liegt unter dem obern Kessel, und die Flamme wird von dem Feuerraum aus in einem Zuge, in welchem sich das Princip der Feuerbrücke sechs Mal wiederholt, den obern Kessel entlang geführt. Der untere Kessel ist von zwei Zügen umgeben, durch welche die Gase streichen, bis sie in den Schornstein übergehen. Obschon das Wasser in den untern Kessel gespiesen wird und die ganze Länge desselben durchfließt, bis es in den obern Kessel gelangt, so ist das Princip der Gegenströmung nicht angewendet. Der untere Kessel kann also nicht als Vorwärmer im engern Sinne (S. 94) aufgefaßt werden.

Der Rohrkessel von Tedesco in Prag (Fig. 63) hat zwei Züge. Im obern, ersten Zug liegen die beiden Kessel A, A, im untern der Vorwärmer B mit Gegenströmung. Von diesen führt hinten je ein Rohr aufwärts zu den Kesseln. Ueber diesen liegt ein Dampfsammler C.

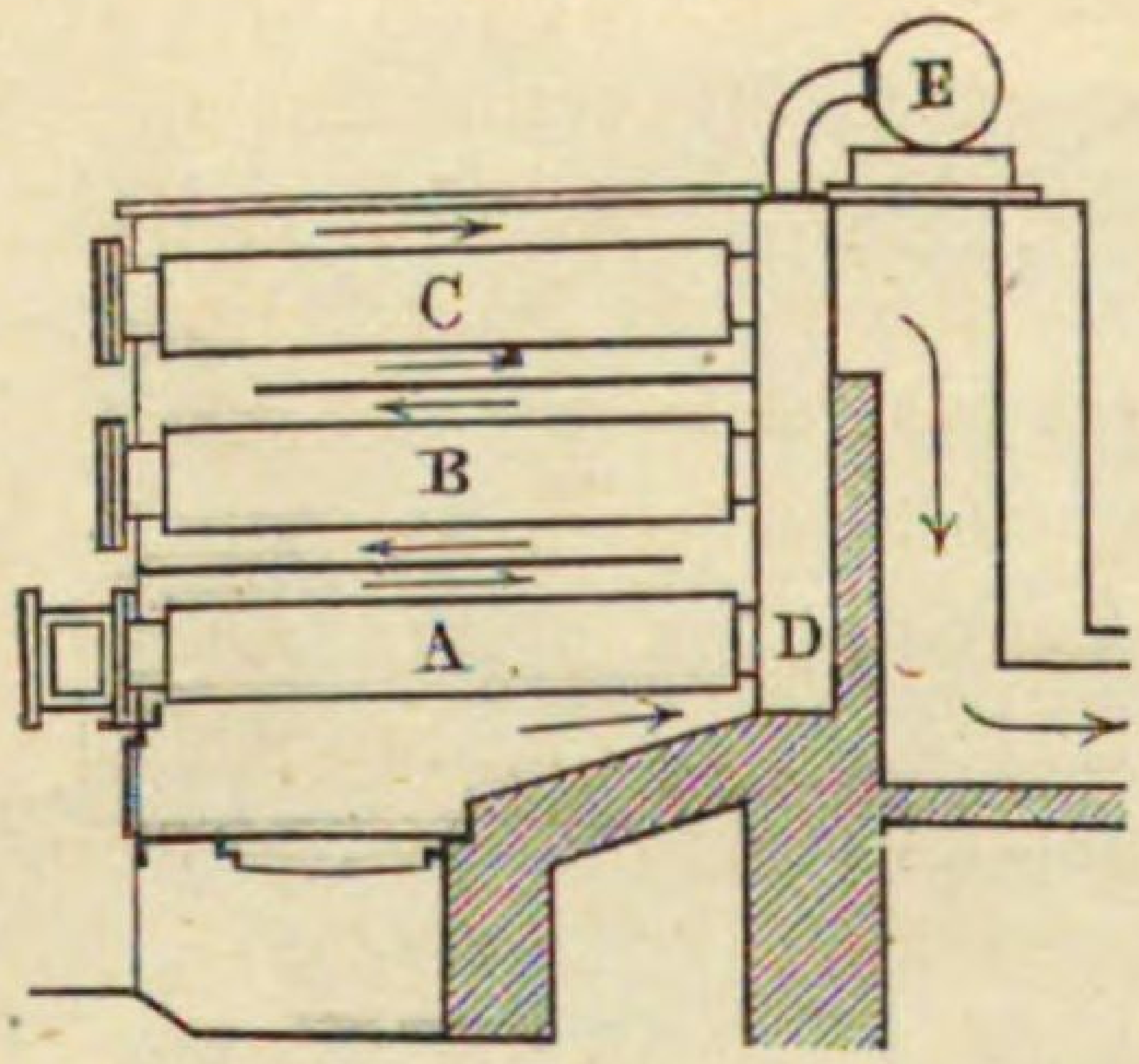
Fig. 63.



Der Howard-Kessel besteht aus 4 bis 8 neben einander liegender Röhrensysteme. Eines derselben ist in Fig. 64 S. 170 in der Seitenansicht dargestellt. Es enthält 5 bis 10 übereinander liegende Röhren A, B, C, . . , welche in aufrechtstehende Sammelröhren D einmünden, die den Dampf einem Gefässe E zuführen. Die untern Röhren aller Abtheilungen sind auf Seite des Rostes, außerhalb des Feuers, durch eine wagrechte Röhre zusammengehängt, in welche das Speisewasser getrieben wird.

Die obern Röhren sind auf der vordern Seite ohne Zusammenhang; das Wasser gelangt also in dieselben von der Sammelröhre D aus, nach welcher der Dampf wieder zurückkehren muß. Zwischen je einer oder zwei wagrechten Röhrenreihen sind Scheidewände eingesetzt, um die heißen Gase im Ofen hin und her zu führen, bis sie alle Röhren bestrichen haben. Wasser und Flamme bewegen sich daher in gleicher Richtung.

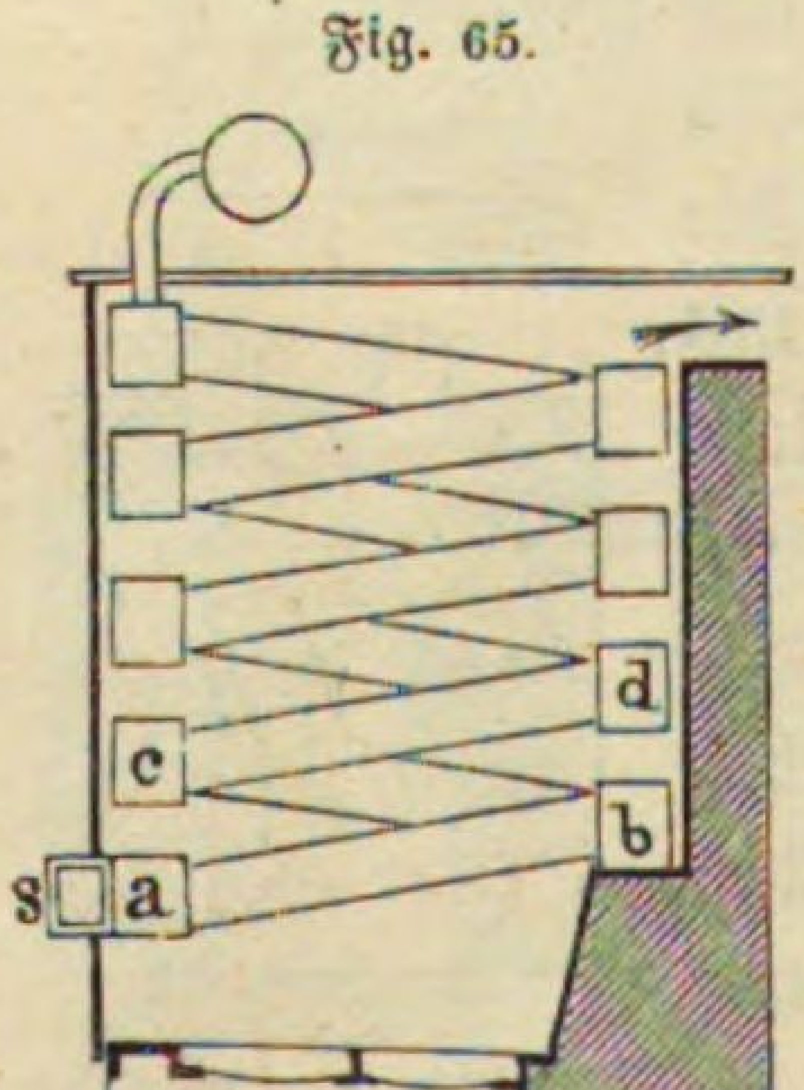
Fig. 64.



Die Röhren sind 15 bis 18 cm weit, besitzen daher eine große Festigkeit; wenig Sicherheit besitzen dagegen die Verbindungstheile zwischen den liegenden und aufrechten Röhren. Die Wärmeaufnahme ist eine gute, weil eine lebhafte Cirkulation in den Röhren vorhanden ist, wodurch „Dampfpelze" an den Wänden nicht möglich sind. Allein gerade wegen dieser Cirkulation wird der Dampf äußerst naß nach dem Sammler E getrieben, wo eine Umwandlung des Wassers in Dampf nicht mehr möglich ist. Von diesem Gesichtspunkt aus gehörte daher das Gefäß E noch in den Ofen hinein. Wegen den heftigen Bewegungen des Wassers und dem kleinen Wassergehalt sind die Schwankungen des Wasserspiegels sehr groß.

Der Sinclair-Kessel ist eine Modifikation des Howard-Kessels. Die liegenden Röhren sind enge (10—12 cm weit) und an beiden Enden in aufrechte Röhren eingelassen, wodurch die Cirkulation des Wassers und Dampfes erleichtert wird.

Fig. 65.



Der Root-Kessel hat Aehnlichkeit mit dem Sinclair-Kessel; doch sind die vertikalen Verbindungsröhren ersetzt durch Einzelnstücke, welche je zwei über einander liegende Röhren verbinden, so daß der Dampf, der sich in der untersten Röhre bildet, den Weg durch die zweite, von hier durch die dritte 2c. nehmen muß. Die Cirkulation ist also noch vollständiger als beim Sinclairkessel.

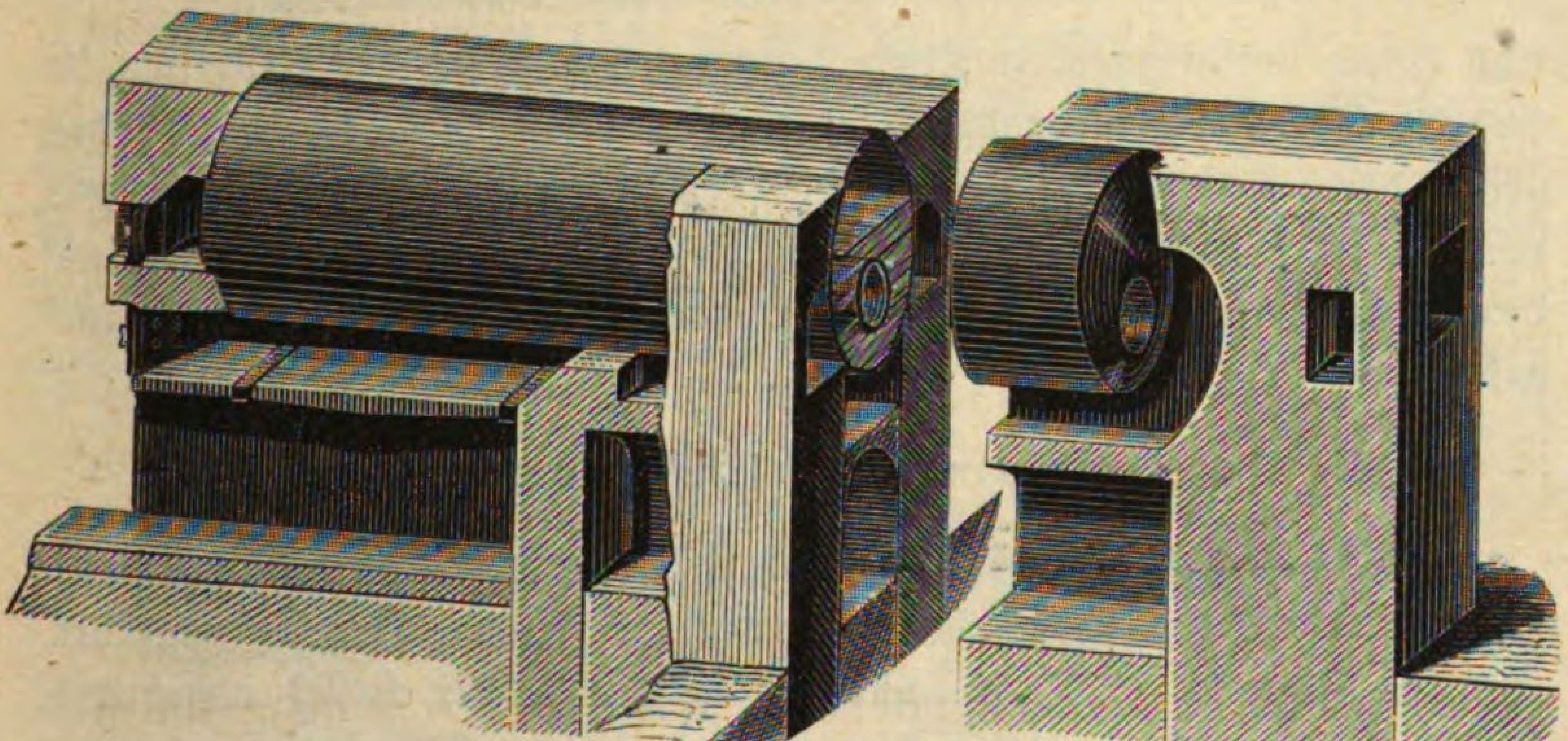
Der Belleville-Kessel, Fig. 65, besteht aus einer Anzahl neben einander liegender Schlangenröhren. Die Schlange beginnt unten mit einer ansteigenden Röhre a b, setzt sich durch eine Röhre b c, die in entgegengesetzter Richtung ansteigt, fort; diese geht über in die Röhre c d u. s. w. Die zweite Röhre b c liegt nicht über der ersten a b,

sondern neben ihr; ebenso liegt cd neben bc, jedoch so, daß cd über ab zu liegen kommt. Daher sind die Röhren an ihren Enden durch ein Querstück, in welches sie eingeschraubt werden, verbunden. Das Wasser tritt durch ein gemeinschaftliches Rohr, wie beim Howardkessel, in alle Schlangen gleichzeitig und zu unterst ein, durchlauft je eine Schlange und gelangt als nasser Dampf und Schaum oben in einen Sammler. Der ganze Ofenraum bildet einen Zug, in welchem alle Röhren liegen.

Eine allgemeine Charakteristik des Howard-, Sinclair-, Root-, Bellevillekessels und aller ähnlichen Röhrenkessel ist unschwer zu geben. Diese Formen entspringen der Tendenz, die großen Durchmesser, wie sie sonst üblich waren, durch kleine zu ersetzen, um sowohl mehr Festigkeit als auch dünnere Wandungen zu erzielen. Eine hohe Dampfspannung verlangt kleinere Durchmesser und ein hoher Wirkungsgrad große Heizflächen bei gegebenem Gewicht und dünne Wanddicken. Allein der Sprung von 200^{cm} Durchmesser auf 15 und 10^{cm} ist ohne Noth zu groß gewählt. Diese Kessel haben erhebliche, zum Theil gemeinschaftliche Nachtheile. Diese sind: wenig Wassergehalt, daher rasches Sinken des Wasserstandes und Verbiegen der Röhren bei momentanem Einstehen der Speisung; zu kleiner Wasserspiegel, durch welchen der Dampf aus dem Wasser sich abscheidet, daher starkes Aufschäumen des Wassers, unruhiger Wasserstand und stetes, sowie augenblicklich starkes Mitnehmen von Wasser; schwierige Verbindungen, deren Festigkeit keineswegs derjenigen der Röhren entspricht.

Ein einfacher Kessel mit Rauchröhre ist in Fig. 66 dargestellt. Die gasförmigen Verbrennungsprodukte ziehen zuerst unter dem Kessel

Fig. 66.



hinweg, gehen dann rückwärts durch die Rauchröhre und strömen endlich gleichzeitig durch beide Seitenzüge in den Schornstein.

Statt einer Rauchröhre können auch zwei und mehr in den Kessel eingesetzt werden. Es führt dieß zum eigentlichen Röhrenkessel, Fig. 67. In der Zeichnung ist die Anordnung so getroffen, daß die Flamme zuerst die untere Hälfte des Kessels, dann die Rauchröhren und endlich die obere Seite des Kessels bestreicht. Der obere Zug kann auch wegfallen.

Fig. 67.

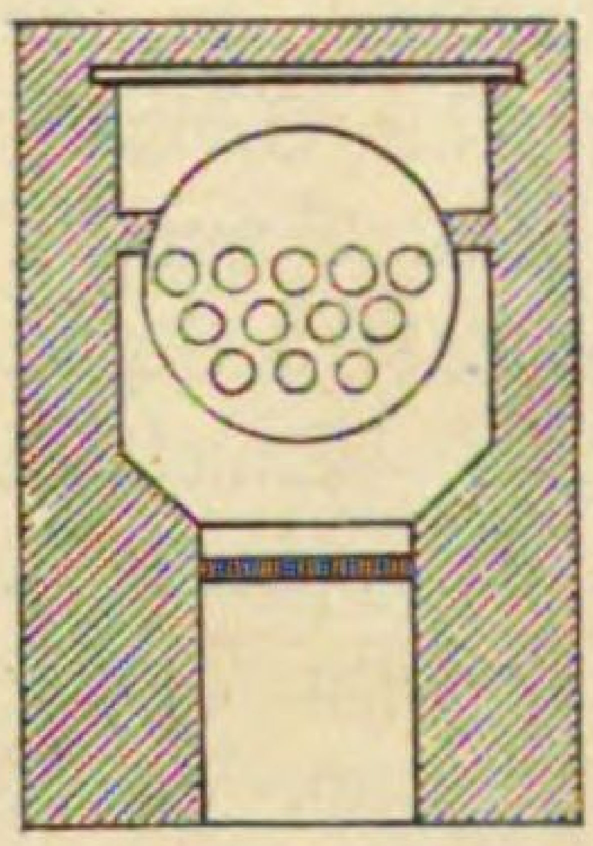
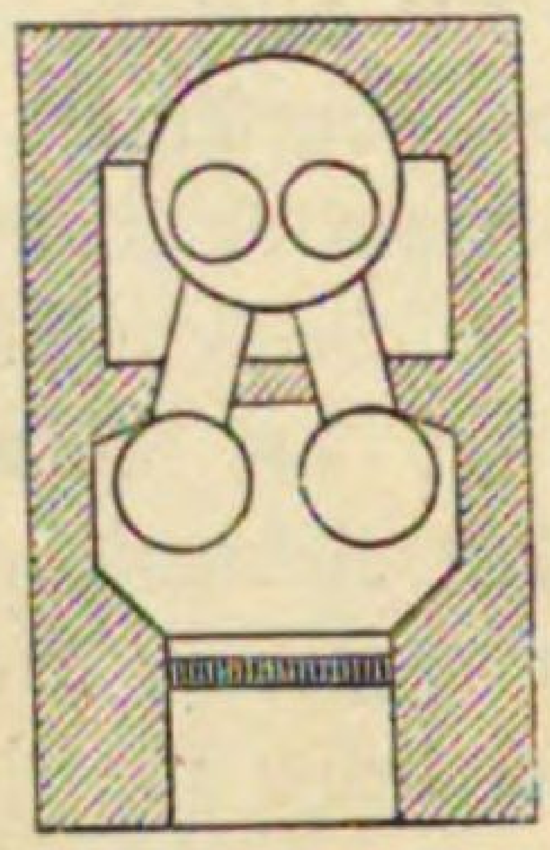


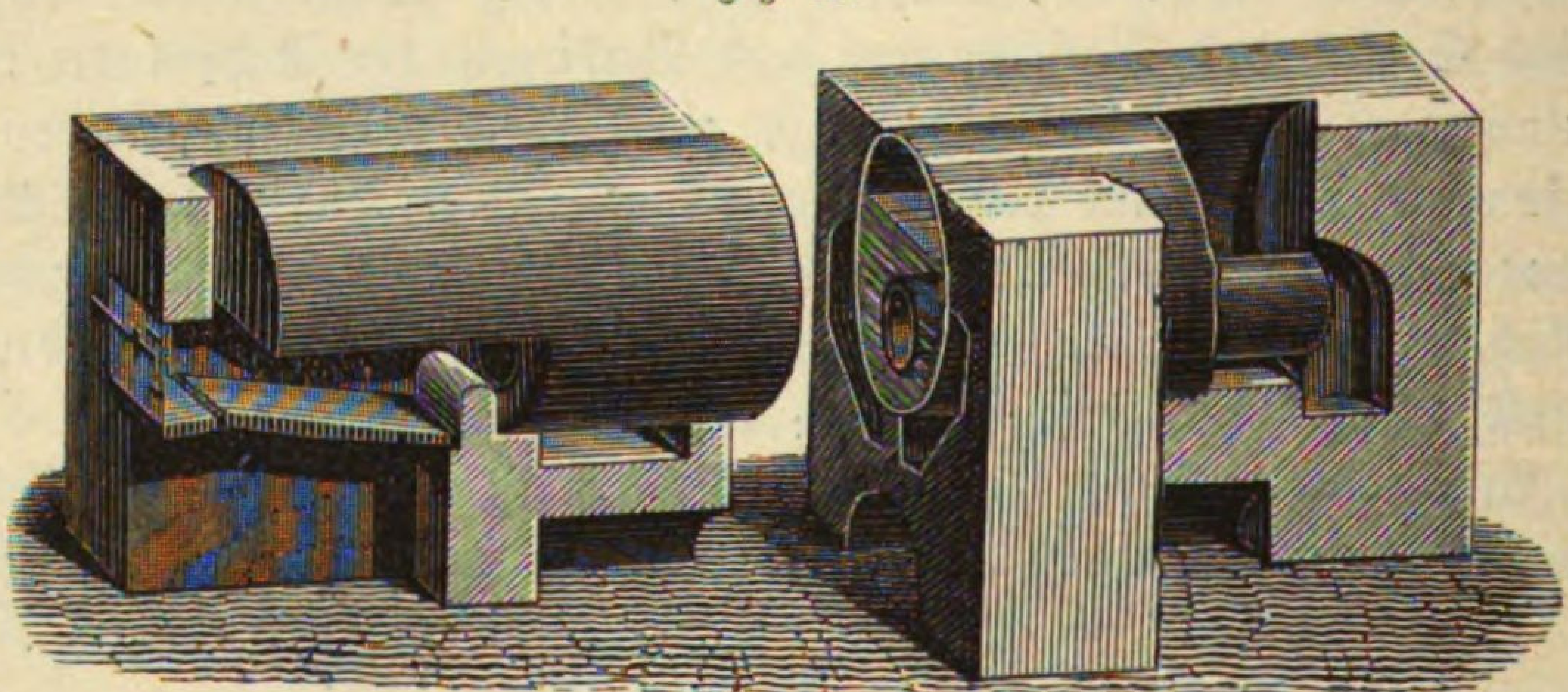
Fig. 68.



Das Princip der Rauchröhren kann auch mit dem der Bouilleurs kombinirt werden, wie Fig. 68 zeigt. Gebrüder Sulzer in Winterthur haben eine größere Anzahl solcher Kessel erstellt. Die Flamme bestreicht zuerst die Bouilleurs, dann die Rauchröhren und endlich die untere Hälfte des Kessels.

Fig. 69 zeigt einen sogenannten Butterley- oder Fischmaulkessel. Derselbe besteht aus einem cylindrischen Kessel mit Rauchröhre

Fig. 69.



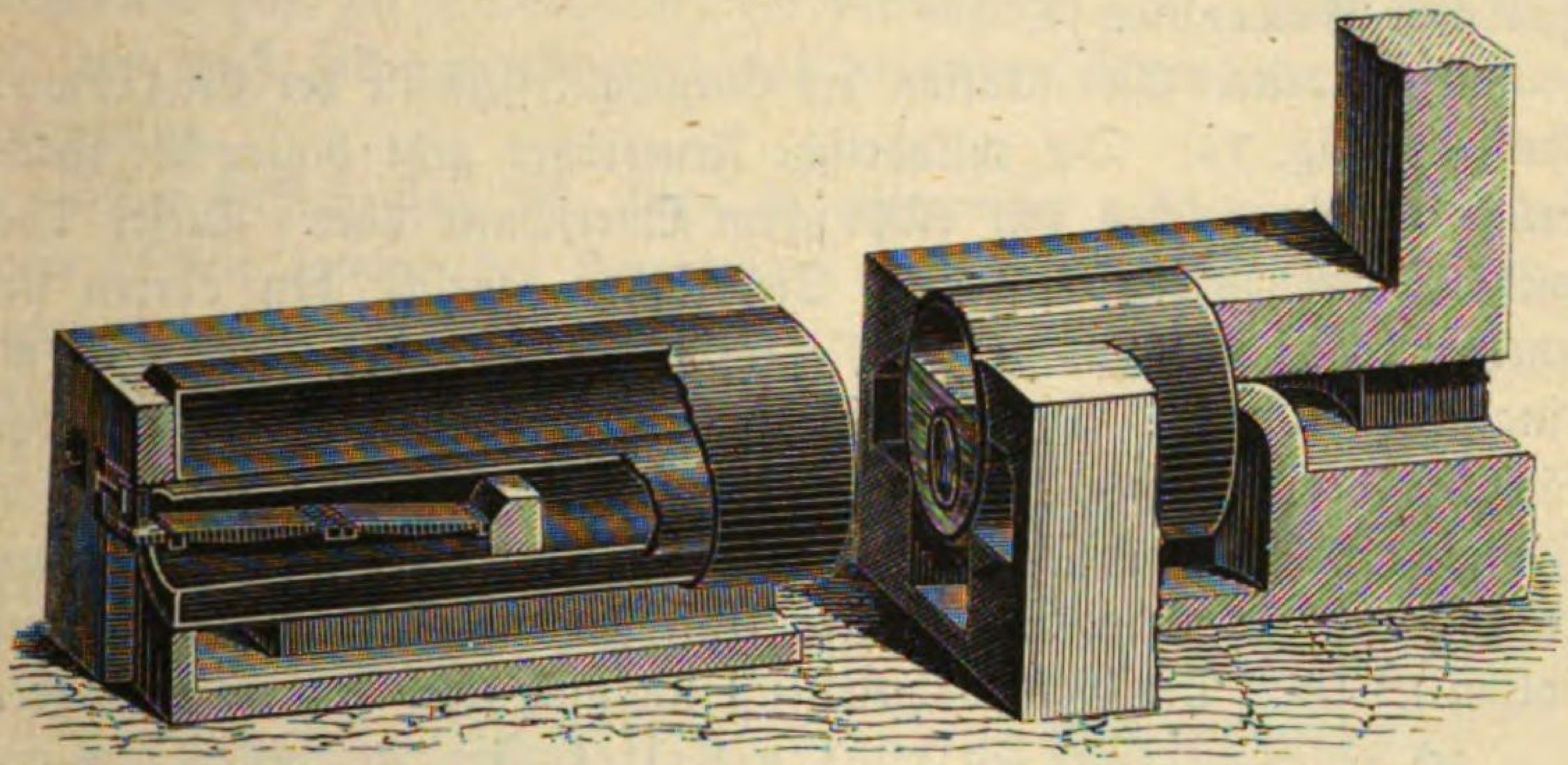
und einem vorspringenden Kopfe, unter welchem sich die Feuerung befindet. Die Verbrennungsgase ziehen hier zuerst durch die Rauchröhre, gehen dann nach einander durch die beiden Seitenzüge und entweichen von da in den Schornstein. Dieser Kessel arbeitet in Beziehung auf den Brennmaterialaufwand gut, ist aber häufigen Reparaturen ausgesetzt.

B. Liegende Cylinderkessel mit innerer Feuerung.

Große Verbreitung unter den Kesseln mit innerer Feuerung hat der sogen. Cornwallkessel mit einer Feuer- oder Flammröhre. In den Figuren 17 B, 55 und 70 ist ein solcher Kessel abgebildet. Die Verbrennungsgase ziehen hier zuerst durch die Feuerröhre und dann nach einander durch die äußern Seitenzüge. Diese Kessel zeichnen sich dadurch aus, daß sie rasch und viel Dampf erzeugen und eine einfache

Einmauerung haben. Dagegen haben sie auch ihre Nachtheile. Zunächst müssen sie große Durchmesser erhalten, weil die Feuerröhre weit

Fig. 70.



genug werden muß, um die Feuerung aufnehmen zu können; hiermit ist der Umstand verbunden, daß sie große Wandstärken erhalten müssen und daher schwer und theuer werden. Die Feuerröhre über dem Rost ist der höchsten Temperatur ausgesetzt; sie muß daher mit einer hinlänglich dicken Wasserschichte bedeckt sein. Ist diese Wasserschichte dünn, so wird die Feuerröhre oben und unten sehr ungleich erwärmt, es entstehen ungleiche Ausdehnungen, Verspannungen, Verbiegungen, Undichtheiten 2c. und also häufige Reparaturen. Endlich springen auch leicht die Winkeleisenringe, mit denen die Feuerröhre verbunden ist. Fehlt die Wasserschichte ganz, selbst nur auf kurze Augenblicke, so wird die Röhre oben glühend und sinkt ein. Die Feuerröhren dürfen also nicht zu weit sein, d. h. nicht zu hoch hinaufreichen.

Man bringt mit den Cornwallkesseln auch häufig Rauchröhren in Verbindung, die man entweder neben die Feuerröhre, Fig. 71, oder in die Feuerröhre, Fig. 72, jedoch hinter die Feuerung legt. Oder man ersetzt die eine Feuerröhre durch zwei, Fig. 73. Mit dieser letztern Anordnung erreicht man den Vortheil, daß der Durchmesser der

Fig. 71.

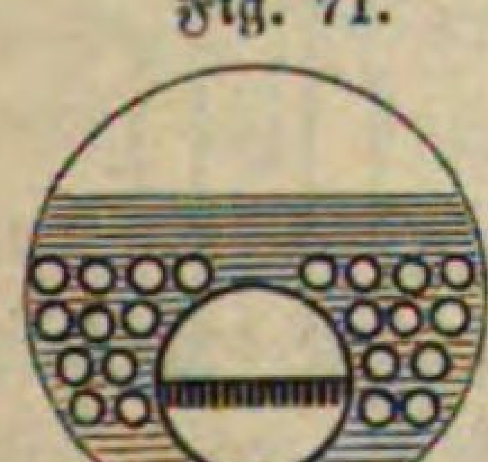


Fig. 72.

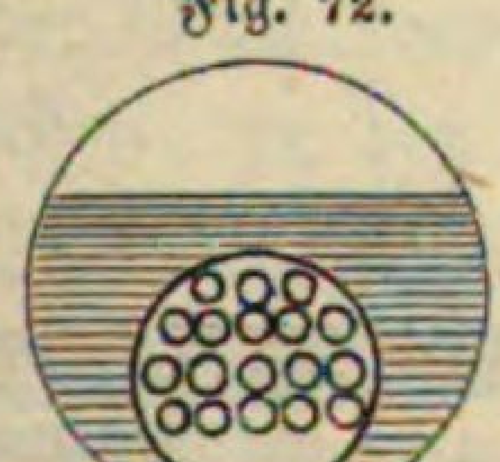


Fig. 73.

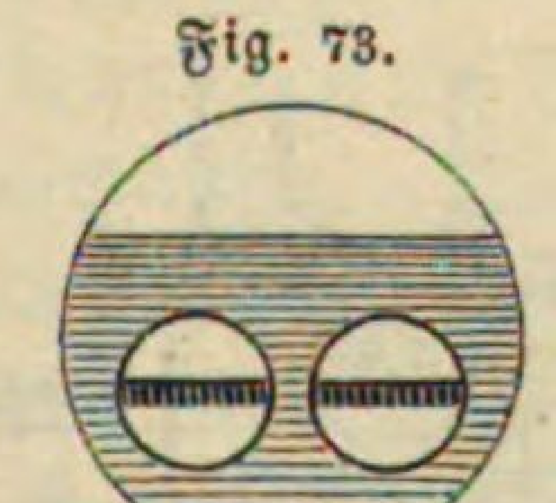
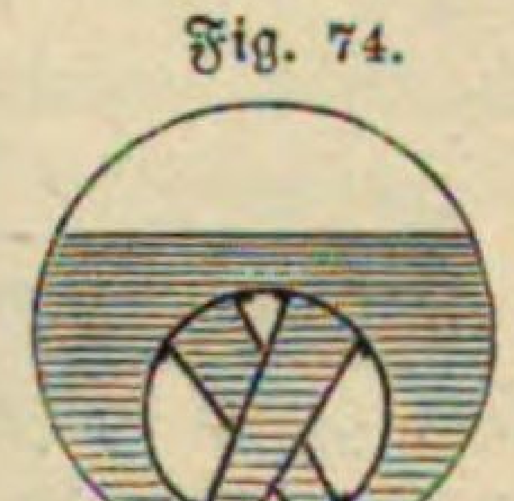


Fig. 74.



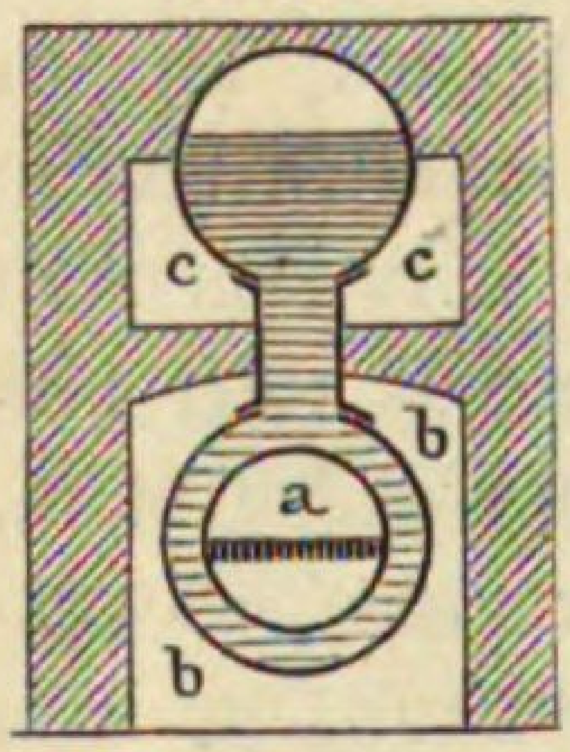
Feuerröhren kleiner gehalten werden kann. Dadurch werden sie stärker, reichen weniger weit gegen den Dampfraum hinauf, sind also auf der obern Seite weniger leicht von Wasser entblößt. Zudem machen sie

es möglich, auf der untern Seite im Boden ein Putzloch anzubringen, wodurch die Reinigung der Kessel unter den Feuerröhren erleichtert wird.

Die Form, Fig. 72, nennt man auch Röhrenkessel mit cylindrischer Feuerbüchse.

Eine weitere Modifikation des Cornwallkessels ist der Galloway-Kessel, Fig. 74. Die cylindrische Feuerröhre geht hinter der Feuerbrücke in ein solches mit elliptischem Querschnitt über. Dieser Theil enthält zwei Reihen aufrechter Sieveröhren, welche den oberen und unteren Theil des Wasserraums zur Beförderung der Cirkulation mit einander verbinden. Dieser Kessel ist in Beziehung auf Verdampfungsfähigkeit dem Cornwallkessel noch vorzuziehen; in Beziehung auf die Festigkeit steht er demselben nicht nach, weil die vertikalen Sieveröhren die elliptische Form des Rauchrohres kräftigen, indem dieselben wie Stehbolzen wirken. Der Galloway-Kessel kann auch zwei Feuerröhren haben.

Fig. 75.



Der Fairbairn-Kessel, Fig. 75, besteht aus zwei übereinander liegenden Kesseln. Der untere enthält die Feuerröhre, der obere den Dampfraum. Dadurch wird erreicht, daß über der Feuerröhre eine hohe Schichte Wasser liegt, wodurch die Wirkungen der ungleichen Erwärmung der Feuerröhre sehr vermindert werden. Wie die Zeichnung zeigt, enthält die Anlage drei Züge, a, bb, cc.

Der Ten Brink-Kessel, Fig. 33, S. 118, besteht aus dem geneigten Sieder AB und einem Kessel von beliebiger Form. Die Flamme, welche aus dem Sieder durch die Oeffnung C hervortritt, kann unter einer einfach cylindrischen, oder unter die Bouilleurs eines Cylinderkessels, oder in die Feuerbüchse eines Kessels mit inwendiger Feuerung rc. gelangen. Das Wesentliche bleibt daher der Sieder und die durch ihn bewirkte gute Verbrennung.

Röhrenkessel mit cylindrischer Feuerbüchse ohne Ofenwerk stellen die Fig. 76 und 77 dar. Die Flamme geht bei beiden

Fig. 76.

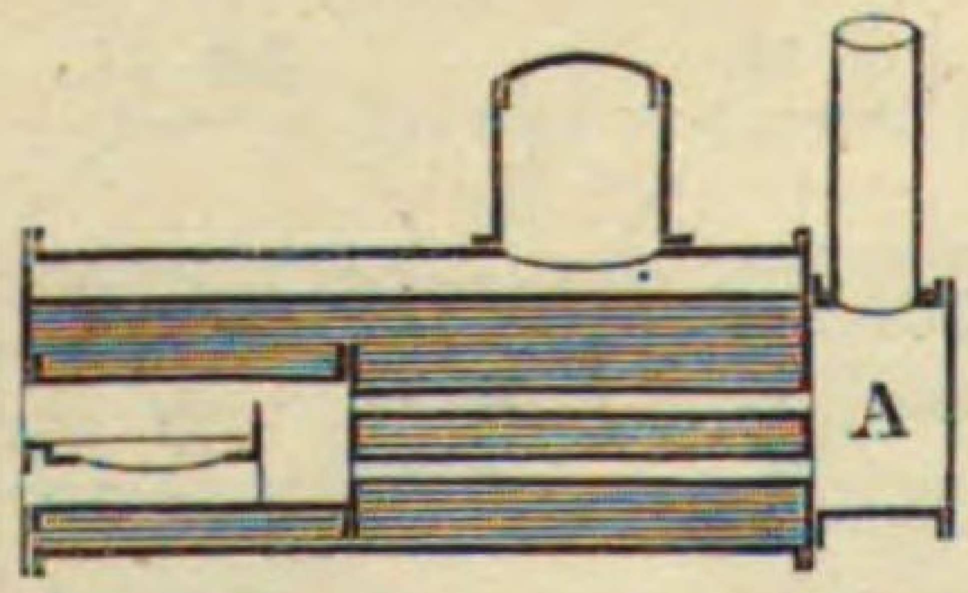
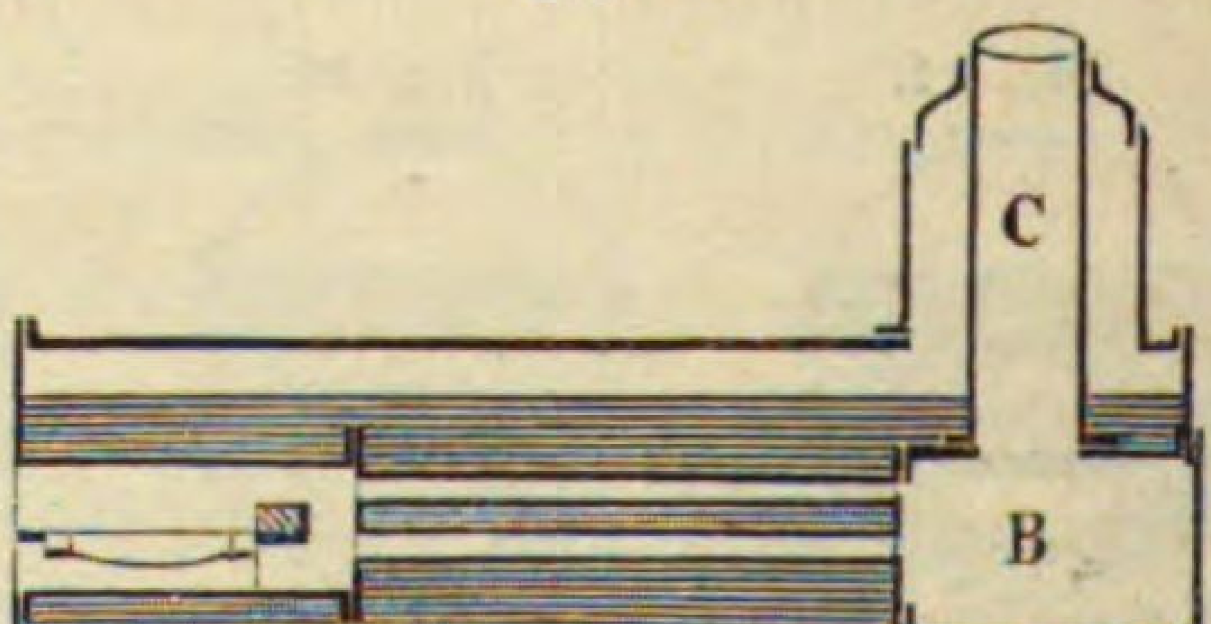


Fig. 77.



Kesseln aus dem Feuerraum in die engen Rauchröhren über und von da in den Rauchkasten nach dem Schornstein. Beide Formen unter-

scheiden sich durch die Lage des Rauchkastens und des Dampfdomes. Bei der ersten Form ist der Rauchkasten A hinter dem Kessel angehängt, bei der zweiten liegt er im Kessel und ist von Wasser umgeben; außerdem geht der Schornstein, als verlängerter Zug, durch den Dom C, um noch bis zum Austritt aus demselben Wärme an den Dampf abzugeben.

Der Kessel, Fig. 76, kann so eingerichtet werden, daß der vordere Boden sammt der Feuerröhre und den Rauchröhren herausgenommen werden kann, wie Fig. 78 zeigt. Solche Kessel heißen kurzweg ausziehbare Kessel.

Fig. 78.

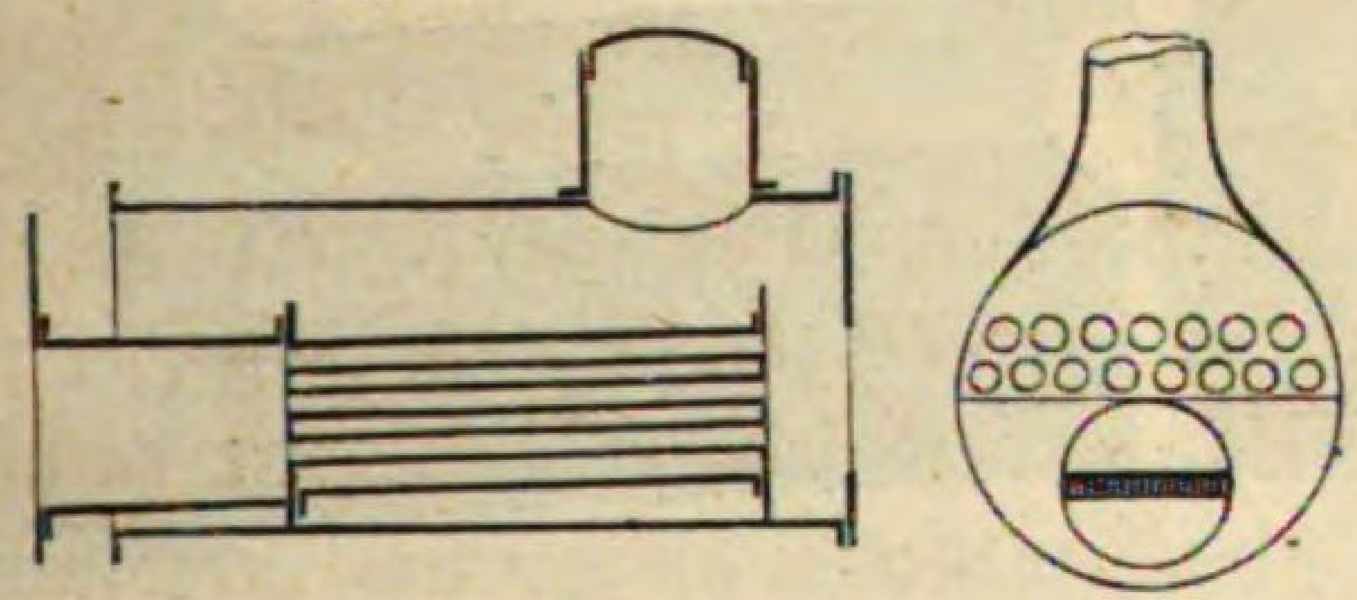
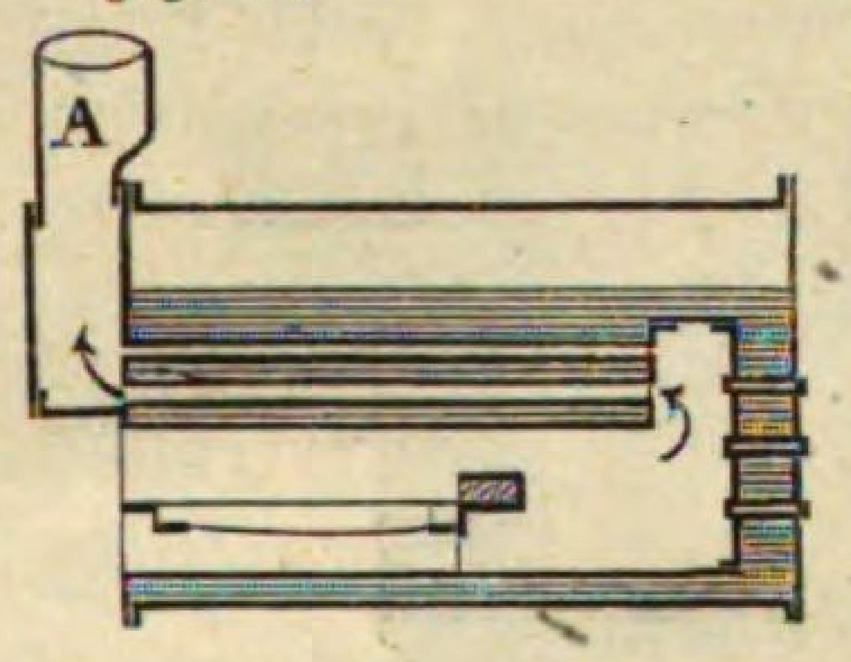


Fig. 79.



Der Röhrenkessel mit cylindrischer Feuerbüchse, Fig. 79, wird häufig auf Schiffen angewendet. Die Flamme geht zuerst durch die Feuerröhre, dann nach entgegengesetzter Richtung durch enge Rauchröhren nach dem angehängten Rauchkasten A und von da nach dem Schornstein. Je mehr Röhren über einander liegen, um so beschränkter wird der Dampfraum und um so dünner die Wasserschichte, welche über den obersten Rauchröhren liegt.

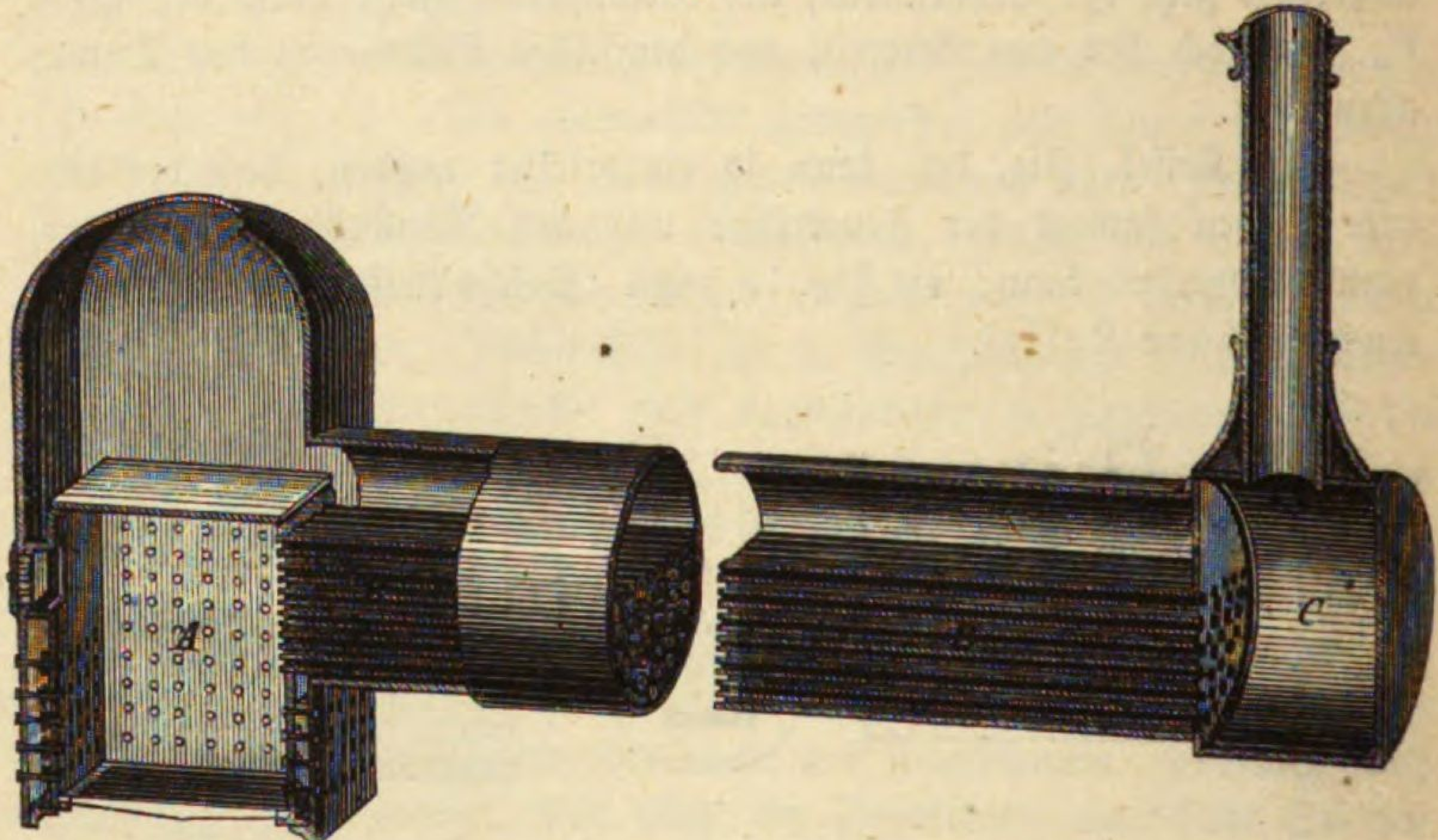
Der Kessel erhält häufig zwei neben einander liegende Feuerröhren.

C. Liegende Cylinderkessel mit rechtwinkliger Feuerbüchse.

Der Grundtypus der Röhrenkessel mit rechtwinkliger Feuerbüchse ist der Lokomotivkessel. Die Feuerung befindet sich in der doppelwandigen Feuerbüchse A (Fig. 80 S. 176) und die Verbrennungsprodukte ziehen durch die im cylindrischen Theile des Kessels liegenden Rauchröhren B nach der Rauchkammer C und von da, durch den verbrauchten Dampf mit fortgerissen, in den Schornstein. Der Zwischenraum zwischen den beiden Wänden der Feuerbüchse ist mit Wasser gefüllt und durch kupferne Bolzen mit Schraubengewinde, die durch beide Wände hindurchgesteckt sind und an beiden Enden Rietköpfe haben, abgesteift. In diesem Zwischenraume, der eine ziemlich große Oberfläche hat, geht die Dampfbildung sehr rasch vor sich, weil er der höchsten Temperatur ausgesetzt ist. Pambour gibt an, die Heizfläche der Feuerbüchse

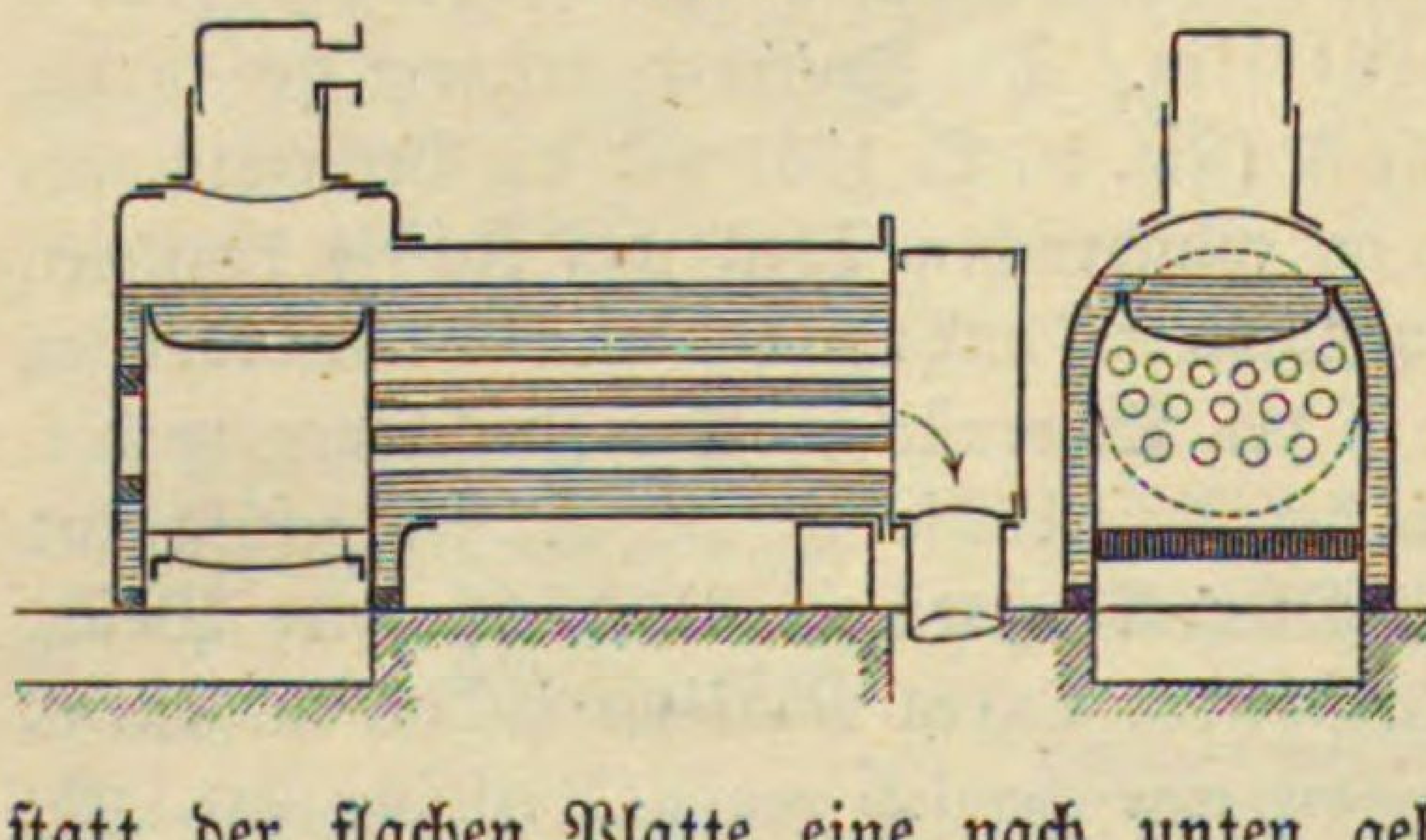
verdampfe annähernd 3mal mehr Wasser als eine gleich große Heizfläche der Rauchröhren. Es stimmt das überein mit dem, was auf S. 154

Fig. 80.



über die Verdampfung der aufeinanderfolgenden Theile der Kesselfläche gezeigt wurde, namentlich wenn man berücksichtigt, daß die Wirkung der Röhren dadurch geschwächt wird, daß Asche und Kohlenstücke in die Röhren gerissen werden, welche die Wärmeleitung vermindern. Die Röhren sind um so haltbarer und der Zug um so besser, je kürzer die Röhren sind. Die Einführung des verbrauchten Dampfes in die Rauchkammer, das gewöhnliche Zugbeförderungsmittel bei Lokomotiven und transportabeln Maschinen, ist, wenn auch nicht Erforderniß, so doch mit der Anwendung dieser Kessel sehr eng verbunden.

Fig. 81.

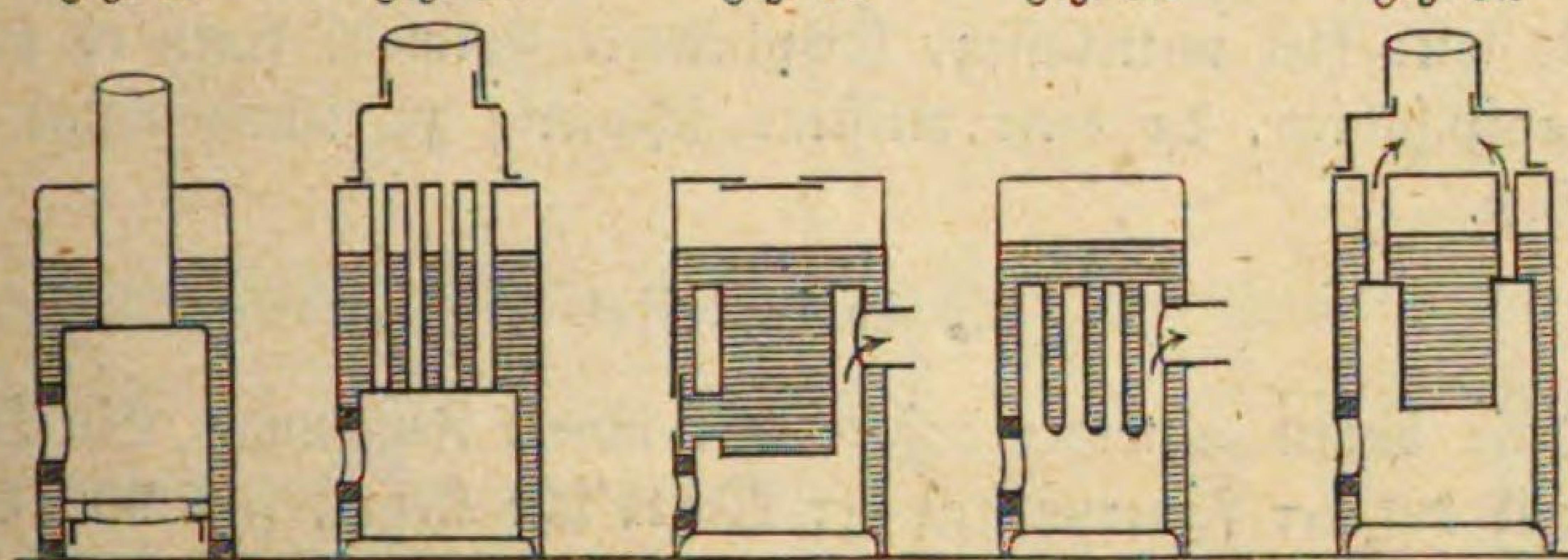


Der Fink'sche Kessel (Fig. 81) unterscheidet sich von den gewöhnlichen Lokomobilkesseln durch die Decke der Feuerbüchse. Diese ist bei gewöhnlichen Kesseln flach und muß daher von der obern Seite her durch Traversen versteift werden. Fink legte statt der flachen Platte eine nach unten gebogene Tafel ein, welche auf rückwirkende Festigkeit in Anspruch genommen wird.

D. Stehende Cylinderkessel mit innerer Feuerung.

Diese Kessel nennt man auch wohl Halb-Lokomobilkessel. Sie entbehren ohne Ausnahme der Einmauerung.

Fig. 82. Fig. 83. Fig. 84. Fig. 85. Fig. 86.

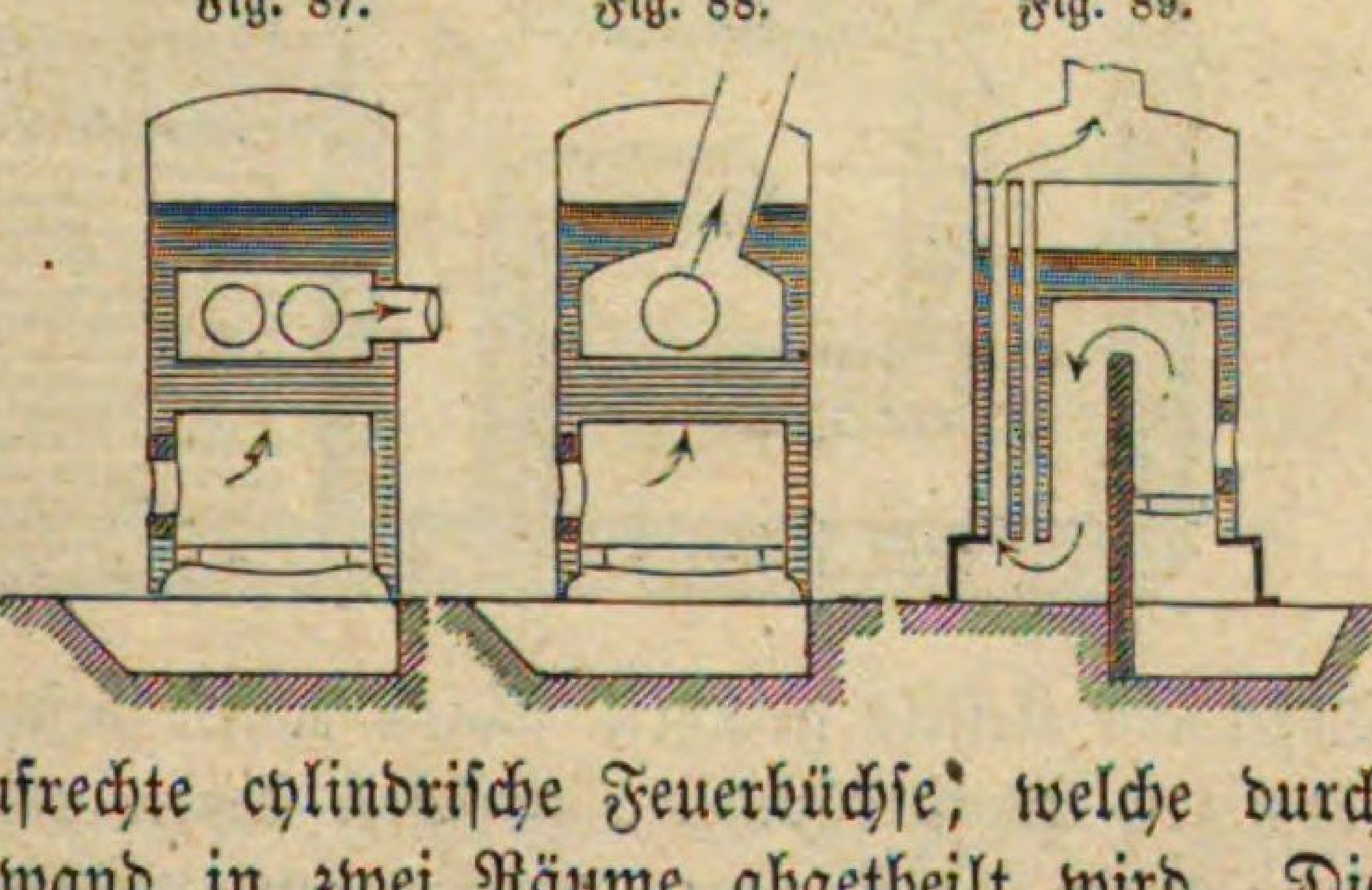


Die Kessel in Fig. 82—86 stellen zwei Principien dar. Bei der Form 82 (Marioni) geht der Rauch direkt von der Feuerbüchse vertikal aufwärts durch eine Röhre ab, bei 83 durch eine Anzahl Röhren.

Bei den Formen 84 (Maulde), 85 (Field), 86 (Beslay) wird eine vermehrte Heizfläche dadurch gewonnen, daß ein oder mehrere Wassersäcke oder Röhren in die Feuerbüchse herunterhangen. Die Field'schen Röhren sind nur 5 bis 6^{cm} weit und von oben herab in die Decke so eingetrieben, daß sie leicht herausgestoßen werden können. Außerdem hängt man in diesen Röhren noch eine zweite, engere auf, welche nicht ganz bis an den Boden der äußern Röhre hinunterreicht. Durch diese soll die Cirkulation vermehrt werden. Bei 84 geht der Rauch seitwärts, bei 85 seitwärts oder oben hinaus durch eine in der Mitte eingesetzte Röhre und bei 86 oben hinaus, indem er eine Anzahl von Röhren, welche koncentrisch über dem Wassersack liegen, durchstreicht.

Die Kessel in Fig. 87—89 enthalten wiederum zwei andere Konstruktionsprincipien. Bei 87 (Fouché) liegen Querröhren in der Feuerbüchse, welche mit Wasser gefüllt sind und sich kreuzen, ebenso bei 88 (Hermann Lachapelle); bei 87 gehen die Gase seitwärts, bei 88 nach oben ab.

Fig. 87. Fig. 88. Fig. 89.



Der Kessel 89 (von der Brünner Aktien-Maschinenfabrik) enthält eine excentrisch angebrachte aufrechte cylindrische Feuerbüchse, welche durch eine aufrechte Chamottenwand in zwei Räume abgetheilt wird. Die Gase steigen durch den ersten Raum aufwärts, durch den zweiten

abwärts, kehren unter dem Kessel um, und durchstreichen eine Anzahl enger Rauchröhren, welche zwischen der Feuerbüchse und dem Kesselmantel aufwärts führen.

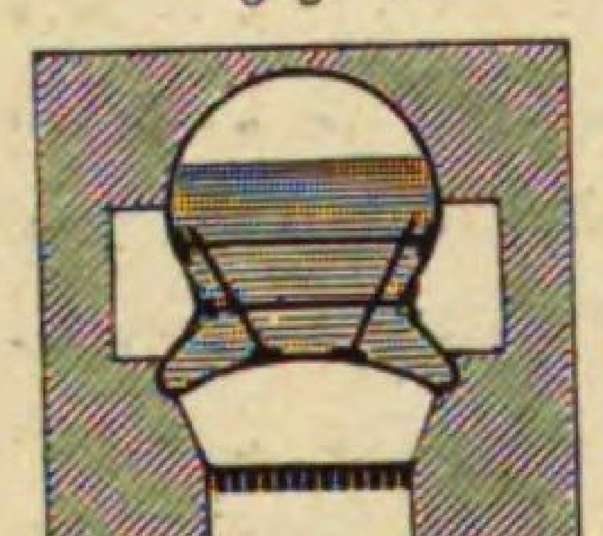
Es gibt kleine Kessel, welche nur die durch die Chamottenwand getrennten zwei Züge enthalten, die also auch wenig Heizfläche geben.

Es wird hier unterlassen, komplicirtere Formen, deren es manche gibt, aufzuführen, da diese meistens schwierig zu reinigen und reparieren sind.

E. Kofferkessel.

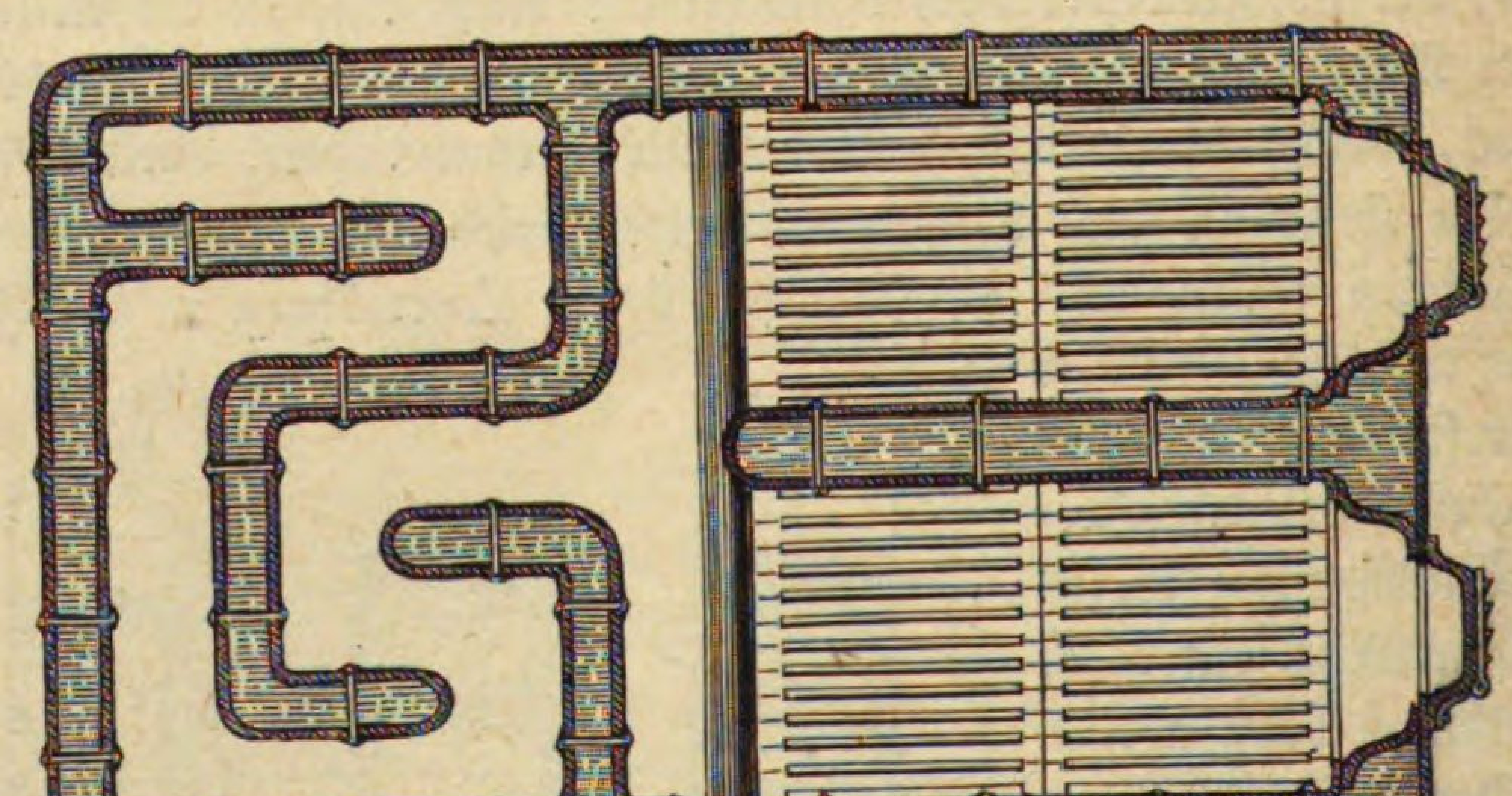
Diese haben entweder äußere oder innere Feuerung. Ein Kofferkessel mit äußerer Feuerung ist der Watt'sche Kessel, Fig. 90. Boden und Seitenwände müssen durch Zugstangen zusammengehalten werden. Vermöge der Einmauerung entstehen drei Züge. Diese Kesselform ist, ihrer geringen Festigkeit und ihres großen Gewichtes wegen, fast ganz verschwunden.

Fig. 90.



Die mit Niederdruck arbeitenden Kessel der Schiffsmaschinen haben, insofern sie nicht Röhrenkessel sind, im Allgemeinen die in Fig. 91 und 92 dargestellte Anordnung. Fig. 91 stellt einen Horizontaldurchschnitt und Fig. 92 zwei Vertikaldurchschnitte dar; von den letzteren ist der eine durch den Rost, der andere durch den hinteren

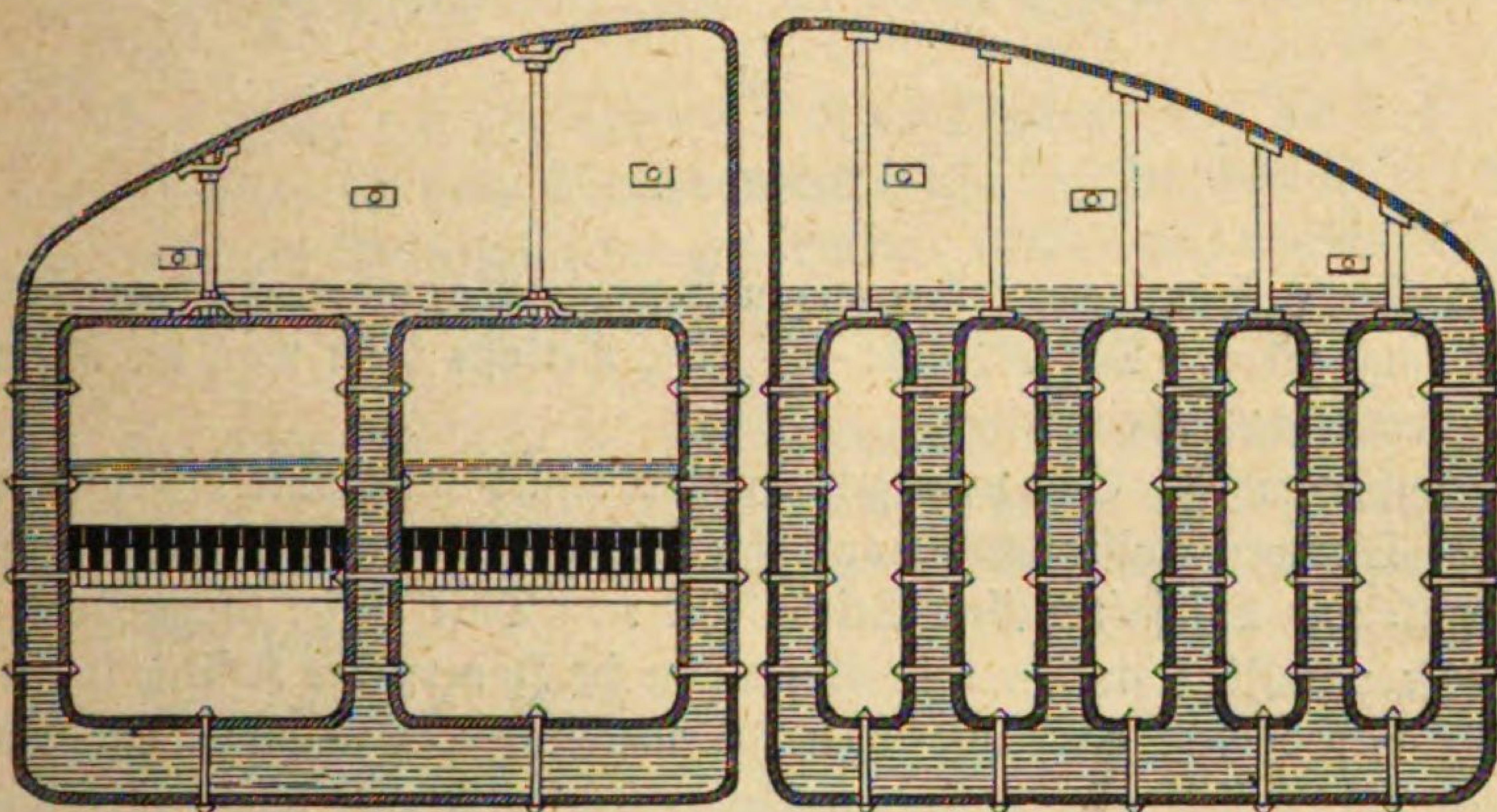
Fig. 91.



Theil des Kessels geführt. Diese Kessel bestehen aus schmalen zungenförmigen Wasserräumen, zwischen denen die im Verbrennungsraume entwickelten gasförmigen Verbrennungsprodukte hindurchziehen. Auch der Verbrennungsraum ist von allen Seiten mit Wasserräumen um-

geben, und selbst die Feuerbrücke besteht aus einer mit Wasser gefüllten Zunge. Ueberdieß sind die einzelnen Zungen so gebogen, daß die Ver-

Fig. 92.



brennungsgase gezwungen sind, in Schlangenlinien zwischen denselben hindurch nach dem Schornstein abzuziehen.

9.

Gewicht.

Man berechnet das Gewicht eines Kessels, indem man den körperlichen Inhalt desselben mit dem Gewicht der Kubikeinheit multiplicirt.

Das specifische Gewicht des Eisenbleches ist 7,8; es wiegt daher 1 Kubikdecimeter 7,8 Kil. Drückt man daher den Rauminhalt der Eisenmasse in Kubikdecimetern aus, so ist dieser Rauminhalt mit 7,8 zu multipliciren, um das Gewicht des Kessels zu erhalten.

Nun hat eine Blechtafel von 1 $\square^m$ Oberfläche und 1 Millimeter Dicke einen Inhalt von 1 Kubikdecimeter; also ist ihr Gewicht 7,8 Kil. Setzt man statt des letztern Werthes 9 bis 9,5 Kil., so ist hiemit auch den Ueberplattungen und Vernietungen Rechnung getragen.

Nennt man F die Oberfläche eines Kesseltheiles in Quadratmetern und e die Blechdicke desselben in Millimetern, so ist das Gewicht G dieses Kesseltheiles

(40) $$G = 9 F . e$$

In der Größe F ist sowohl die passive als die aktive Oberfläche des Kessels inbegriffen. Daher wird ein Kessel um so leichter, je kleiner bei gegebener Heizfläche die Gesammtoberfläche und je kleiner die Wand-

dicke e ausfällt. Mithin werden Kessel nach den Systemen Howard, Belleville 2c., deren Oberfläche fast ganz im Feuerraum liegt und deren Röhrendurchmesser klein ist, ein Minimum von Gewicht besitzen.

10.

Bedeckung.

Die Kesselanlagen sollen möglichst wenig Wärmeverluste durch Abkühlung geben. Mit Rücksicht auf diese Verluste kann man die Kessel in drei Gruppen eintheilen.

Zur ersten Gruppe gehören die Kessel mit innerer Feuerung ohne Ofenwerk, also gewisse aufrechte und liegende Röhrenkessel, Lokomobil- und Lokomotivkessel, Schiffskessel 2c. Diese Kessel haben Feuerbüchse und Züge, welche ohne Ausnahme im Innern des Kessels liegen. Die heißen Gase sind also vom Feuerherd an bis zu ihrem Austritt aus dem Kessel von Wasser umgeben. Dieses Wasser allein kühlt die Gase ab und nimmt ihre Wärme auf, soweit sie nicht nach dem Schornstein abgehen. Da nun diese Kessel gleichwohl an ihrer äußern Oberfläche sich abkühlen, so muß die verlorene Wärme ihren Weg von den heißen Gasen durch das Wasser und den Dampf hindurch machen.

Nach Tregold sind die Dampfmengen, welche sich auf den Quadratmeter Fläche eines der freien Luft von 15^0 ausgesetzten Rohres, das Dampf von 100^0 enthält, in der Stunde kondensiren

für neues Eisenblech 1,80 Kil.
für gerostetes Eisenblech 2,10 „

Ueberträgt man diese Werthe auf die bloßgelegte Kesseloberfläche, so wird man den kleinern Werth 1,80 Kil. nehmen können, da die Kesselwände meistens dicker sind als diejenigen der Heizröhren. Diese 1,80 Kil. Dampf werden kondensirt bei einer Temperaturdifferenz von $100 - 15 = 85^0$.

Bezeichnet man nun die Differenz der Temperaturen des Kesselwassers und der umgebenden Luft mit t, so wird somit die Dampfmenge, welche 1 □^{m} Abkühlungsfläche kondensirt $= 1{,}8 \frac{t}{85}$ sein. Dieser Werth wächst proportional mit der Abkühlungsfläche (Oberfläche des Kessels, Domes, Dampfleitung), welche mit f bezeichnet werde. Nennt man F die Heizfläche des Kessels und nimmt man an, es liefere 1 □^{m} Heizfläche 14 Kil. Dampf in der Stunde (S. 155), so wird der Kessel 14 F Kil. Dampf produciren, während $1{,}8 \frac{tf}{85}$ Kil. Dampf sich kondensiren. Daher ist während der Betriebszeit das Verhältniß

$$(41)\quad \frac{\text{Wärmeverlust}\;.\;.\;.\;.\;.}{\text{Aufgenommene Wärme}} = \frac{1{,}8\ t}{85\ .\ 14} \cdot \frac{f}{F}$$

Dieses Verhältniß wird groß, wenn t groß ist, d. h. wenn Dampf von hoher Spannung erzeugt wird in einem kalten Raum; ferner wenn das Verhältniß f : F, also die Abkühlungsfläche zur Heizfläche groß ist.

Die Größe 1,8 gilt unter der Voraussetzung, daß die Luft annähernd ruhig die heiße Fläche f umgebe, wie dieß der Fall ist mit der Luft in einem Arbeitssaal bei Heizröhren. Findet ein rascher Luftzug gegen den Kessel statt, so kann die Zahl 1,8 auf 3 und noch höher steigen.

Die Größe 14 gilt bei verhältnißmäßig großer Ausdehnung der Heizfläche; wird der Kessel stark forcirt, so daß z. B. 28 Kil. Wasser per 1 □ᵐ Heizfläche verdampft werden, so wird obiges Verhältniß auf die Hälfte sinken.

Bei einem Fink'schen Kessel, Fig. 81, sei die Temperatur des Dampfes 160°, die der Luft 20°, also t = 140°; ferner sei das Verhältniß f : F = 0,3; sodann sei wegen etwelchem Luftzug 2,3 statt 1,8 zu setzen bei einer Verdampfung von 14 Kil. per 1 □ᵐ in der Stunde, so wird obiges Verhältniß

$$\frac{2{,}3\ .\ 140}{85\ .\ 14} \times 0{,}3 = 0{,}08$$

d. h. es gehen während der Betriebszeit 8 Procent von der Wärme, welche der Kessel aufnimmt, durch Abkühlung verloren, wenn der Kessel ohne Einhüllung ist.

Bei dem Halblokomobilkessel, Fig. 82, ist das Verhältniß f : F sehr ungünstig. Nimmt man dasselbe zu $^3/_2$ an; nimmt man die konstanten 1,8 für ruhigen Luftzustand und ersetzt 14 durch 18, so erhält man für t = 150 — 20 als gesuchtes Verhältniß

$$\frac{1{,}8\ .\ (150 - 20)}{85\ .\ 18} \cdot \frac{3}{2} = 0{,}23$$

Mithin gehen ohne Einhüllung durch Abkühlung 23 Procent verloren.

Zur zweiten Gruppe gehören die Kessel mit innerer Feuerung, welche noch Züge um den Kessel herum haben, also noch mit Ofenwerk versehen sind. Hieher sind zu zählen die Kessel mit einer oder zwei Feuerröhren, mit Rauchröhren ꝛc., wie z. B. die Cornwall-, Galloway-, Fairbairnkessel. Als Repräsentant dieser Gruppe denke man sich den Cornwallkessel. Den ersten Zug bildet die Feuerröhre, der zweite und dritte führt um den Kessel herum. Im ersten Zug sind die heißen Gase nur von Wasser umgeben, sie erleiden also gerade da, wo ihre Temperatur

am höchsten ist, nur eine nützliche Abkühlung durch das Kesselwasser und keine schädliche. Hiezu kommt, daß die Feuerröhre wenigstens $1/_3$ der gesammten Heizfläche ausmacht; mithin wird die Feuerröhre mehr als die Hälfte aller Wärme aufnehmen (S. 154). Die Gase gelangen also stark abgekühlt in die äußern Züge, daher nimmt auch das Ofenwerk verhältnißmäßig wenig Wärme auf, gibt daher auch entsprechend wenig durch Abkühlung an die Umgebung ab.

Die dritte Gruppe umfaßt alle Kessel mit äußerer Feuerung. Wie auch die Einrichtung der Züge sein mag, so erkennt man sogleich, daß das Ofenwerk, besonders im ersten Zug, und insbesondere in der Umgebung des Feuerherdes, viel Wärme aufnimmt und daher auch eine große Abkühlung erleidet.

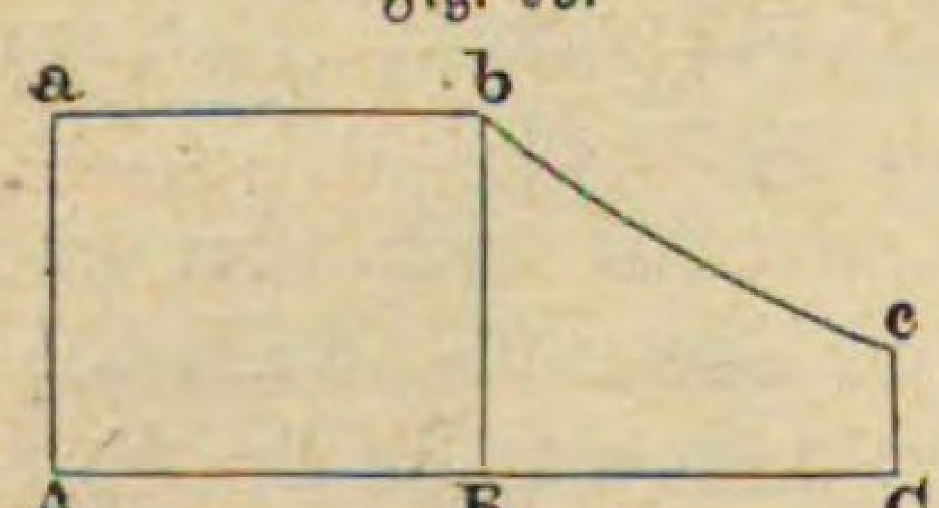
Nach der Betriebseinstellung verliert jede Kesselanlage Wärme. Werden Schieber, Ofen- und Aschenthür gut geschlossen, so ist der Verlust in gleicher Zeit kleiner als während der Betriebszeit, weil die Differenz zwischen der Temperatur der Abkühlungsfläche und derjenigen der Luft zur Zeit der Betriebseinstellung kleiner wird, dagegen zur Betriebszeit konstant hoch erhalten bleibt. Wird während der Betriebseinstellung auch das Kessellokal geschlossen, der Luftzug daher beseitigt, so wird auch aus diesem Grunde die Abkühlung kleiner.

Bei den Kesseln der ersten Gruppe geht, wenn sie Nachts abgestellt werden, die Wärme des Kessel-Inhaltes entweder ganz oder doch größtentheils verloren, wenn eine genügende Einhüllung fehlt. Diese Wärme muß daher vor Beginn der Arbeit durch das Anheizen ersetzt werden.

Würde ein Fink'scher Kessel je Nachts 12 Stunden abgestellt bleiben und zum Anheizen $1/_{18}$ derjenigen Kohlenmenge verbrauchen, welche am Tage während der zwölfstündigen Betriebszeit verbrannt wird, so kann mit Sicherheit geschlossen werden, es sei der Wärmeverlust während der Betriebszeit größer als $1/_{18}$ der in den Kessel übergeführten Wärme.

Es sei allgemein die Abscisse A B, Fig. 93, die Betriebsdauer, B C die Abstellungsdauer; ferner seien A a, B b, C c die Differenzen zwischen der Temperatur des Kessels und derjenigen der Umgebung und endlich a b, b c die Temperaturkurven während der Betriebszeit und der Zeit der Abstellung; so werden die Wärmemengen, welche während dieser zwei Perioden verloren gehen, sich verhalten wie die Flächen A B b a und B C c b.

Fig. 93.



Die Linie b c ist krummlinig; sie kehrt ihre erhabene Seite der Abscisse zu. Da sie sich nun annähernd bestimmen läßt, so kann auch

aus der Wärme, welche zum Anheizen erfordert wird, annähernd geschlossen werden auf die Wärmemenge, welche während der Betriebszeit unter gleichen Umständen verloren geht.

Ist der Kessel der ersten Gruppe eingehüllt, so gilt vorstehende Proportion immer noch; ebenso für Kessel irgend einer Art mit einer Hülle; nur sind dann die Ordinaten die Differenzen zwischen den mittleren Temperaturen der äußern Oberfläche und der Umgebung.

Bei den Kesseln der zweiten und dritten Gruppe gibt der Ofen Abends, nach der Betriebseinstellung, sowohl an den Kessel als an die äußere Umgebung Wärme ab. Die Temperatur der Kessel wird daher einige Zeit lang steigen, allein höher bei Kesseln der dritten als der zweiten Gruppe. Das Steigen der Temperatur dauert je nach der Lokalität mehr oder weniger lang. Nachher nimmt sie und damit auch der Druck des Dampfes ab. Man kann diese Erscheinung am Zeiger des Manometers beobachten. Es sind nun drei Fälle möglich: der Zeiger steht am folgenden Morgen höher oder gleich hoch oder niederer als am Abend vorher. In allen drei Fällen hat die Kesselanlage Wärme verloren; allein nur in letzterm Fall ist die Abkühlung so weit vorgeschritten, daß selbst der Kesselinhalt Wärme abgegeben hat.

Der erste Fall ist selten; er ist nur möglich unter günstigen Umständen. Dazu gehören: kleines, warmes Kesselhaus, Hülle um den Dampfdom, dicke Wände des Ofens, wenig Kesselfläche, welche über den Ofen hervortritt, warmhaltender Abschluß der Putzlöcher, der Ofenthür, der Aschenthür und besonders des Registers. Häufiger ist der dritte, ungünstigste Fall.

Um den Wirkungsgrad (S. 94) eines Kessels richtig zu beurtheilen, muß auch der Wärmeverlust während der Betriebseinstellung (Nachts) in Rechnung kommen. Dieser Verlust tritt um so stärker auf, je kürzer der Betrieb und je länger die darauf folgende Betriebseinstellung dauert. Denn es würde dann die Fläche B C c b, Fig. 93, verhältnißmäßig groß gegenüber der Fläche A B b a ausfallen. Würde der Kessel gar nur angeheizt, um sogleich wieder abgestellt und nicht benützt zu werden, so würde wegen des Verlustes zur Zeit der Einstellung der Wirkungsgrad = 0 werden. Umgekehrt arbeitet ein Kessel Tag und Nacht ununterbrochen, so fällt nur der Verlust während der Betriebszeit in Rechnung und es wird der Wirkungsgrad des Kessels, unter sonst gleichen Umständen, ein Maximum.

Man erkennt hieraus, daß für Arbeiten von ganz kurzer Dauer solche Kessel am günstigsten sind, welche einen kleinen Wassergehalt ohne Ofenwerk haben. Sie brauchen wenig Wärme zum Anheizen und haben daher auch wenig Wärme während des Stillstandes zu verlieren.

Ein Bouilleurkessel (S. 167), der während 12 Betriebsstunden 1000 Kil. Steinkohlen verbraucht, bedarf unter mittleren Verhältnissen cirka 60 Kil. Kohlen zum Anheizen. Der gesammte Kohlenaufwand innerhalb 24 Stunden ist daher 1060 Kil. Aus dem Bedarf zum Anheizen könne geschlossen werden, daß während der 12 Stunden Betriebszeit die Wärme von 90 Kil. durch Abkühlung verloren gehe; so kommen auf die Abkühlung im Ganzen 60 + 90 Kil. Daher ist das Verhältniß zwischen dem Wärmeverlust und der gesammten aufgewendeten Wärme

$$\frac{60 + 90}{1060} = 0{,}14$$

Ist dieser Kessel nur 6 Stunden lang in Betrieb, so verbraucht er während dieser Zeit 500 Kil. Kohlen und verliert ebenso nur die Wärme von 90 : 2 = 45 Kil. Kohlen. Die Kohlenmenge zum Anheizen dagegen wird größer als 60 Kil. sein. Beträgt sie 75 Kil., so wird das Verhältniß zwischen den Wärmeverlusten durch Abkühlung und der aufgewendeten Wärme

$$\frac{45 + 75}{500 + 75} = 0{,}23$$

Es gehen daher in diesem Fall 23, im vorigen 14 Procent durch Abkühlung verloren.

Aus dem Vorhergehenden geht hervor, wie sehr man Ursache hat, die Kessel so einzukleiden, daß die Abkühlung möglichst klein wird.

Kessel der ersten Gruppe werden eingehüllt durch doppelten Menning-Anstrich, durch Holzschienen, durch Filz, Haare, Pflanzenfasern, welche durch einen Mantel aus Blei- oder dünnem Eisenblech zusammengehalten werden, durch cementartige Massen, welche versetzt sind mit Abganghaaren, Abgangbaumwolle, Koaksstückchen 2c. und welche Massen in Schichten von 3 bis 5^{cm} Dicke um die Kessel, Dome, Leitungen aufgetragen werden.

Diese Einhüllung hat den Nachtheil, daß der Zustand der Kesseloberfläche, welcher sich durch Rosten ändern kann, nicht wahr zu nehmen ist, ohne daß der Mantel entfernt wird.

Die Kessel der zweiten und dritten Gruppe sollen dicke Backsteinwände und die Dome, Dampfleitungen 2c. Einhüllungen erhalten wie die Kessel der ersten Gruppe.

Durch diese Bedeckung der heißen Flächen wird noch erreicht, daß die Temperatur im Kesselhause niederer und der Aufenthalt darin für den Heizer angenehmer wird.

IV.

Von der Speisung der Dampfkessel.

Der Kessel muß nicht nur bei Beginn des Betriebes mit einem gehörigen Vorrath von Wasser versehen, sondern es muß auch das verdampfende fortwährend wieder ersetzt werden; es muß mithin ein kontinuirlicher, dem Dampfverbrauch entsprechender Zufluß von frischem Wasser stattfinden. Eine solche konstante und geregelte Speisung ist nothwendig, weil der Wasserstand so viel als möglich unverändert bleiben soll und überdieß jener Zufluß von mäßig kaltem Wasser auf die Temperatur des Kesselwassers und die Spannung des Dampfes einen um so größeren Einfluß ausübt, je stärker er ist. Denn bei einem zu reichlichen Zufluß wird allmälig im Kessel die Temperatur abnehmen, das Niveau steigen und der Dampfraum beengt werden. Noch nachtheiligere Folgen hat ein zu geringer Zufluß oder gar eine längere Unterbrechung. Die Temperatur, sowie die Spannung des Dampfes nehmen zu und der Wasserstand sinkt. Mit dem sinkenden Wasserstand wird die Heizfläche des Kessels mehr und mehr vom Wasser entblößt und diese bloß gelegte Zone des Kessels in eine höhere Temperatur, die zuletzt ein Glühen derselben veranlaßt, versetzt. In diesem Falle aber wird der Kessel manchen Gefahren ausgesetzt. Es entstehen neben einander liegende Blechzonen mit sehr verschiedenen Temperaturen, daher Verspannungen, Verbiegungen, Undichtheiten, Risse. Der Kessel wird leichter bersten, weil das Eisen im glühenden Zustande eine viel geringere Festigkeit hat, und leichter zerstört werden, weil das Eisen verbrennt. Eine zu große Verminderung des Kesselwassers ist in der That, wie wir später sehen werden, die nächste Ursache der meisten Explosionen.

Eine namhafte Veränderung des Niveaus kann indeß bei gewöhnlichen Kesseln nur in Folge eines länger andauernden und starken Mißverhältnisses der Speisung sich ergeben. Denken wir uns z. B. einen einfachen Cylinderkessel von 1,5 Meter Durchmesser und 7,8 Meter Länge mit einer Heizfläche von 25 Quadratmeter, so verdampft derselbe (S. 156) stündlich 25 . 15 = 375 Kilogramm Wasser, was einem Volumen von 0,375 Kubikmeter entspricht. Wenn nun der Dampfraum 0,4 des Kesselinhalts einnimmt, so wird die Wasseroberfläche im Kessel eine Breite haben, welche nahe gleich ist dem Durchmesser des Kessels, also = $1{,}5^{m}$; daher der Flächeninhalt derselben, ebene Endflächen vorausgesetzt,

$$1{,}5 \;.\; 7{,}8 = 11{,}70 \;\square^{m}.$$

Es beträgt mithin die Senkung des Wasserstandes in der Stunde

$$\frac{0,375}{11,70} = 0,032^{m}.$$

Wenn es daher von großer Wichtigkeit und sogar unerläßlich ist, für eine mit dem Dampfverbrauch im Allgemeinen korrespondirende Speisung zu sorgen und dieselbe von der Thätigkeit der Maschine abhängig zu machen, so ergibt sich doch hieraus für Kessel mit großer Wasseroberfläche eine ununterbrochene Speisung, die mit der Verdampfung völlig gleichen Schritt hält, als unnöthig. Ganz anders verhält es sich mit den Wasserröhren-Kesseln nach Howard, Belleville 2c., die eine ununterbrochene Speisung nöthig haben.

1.

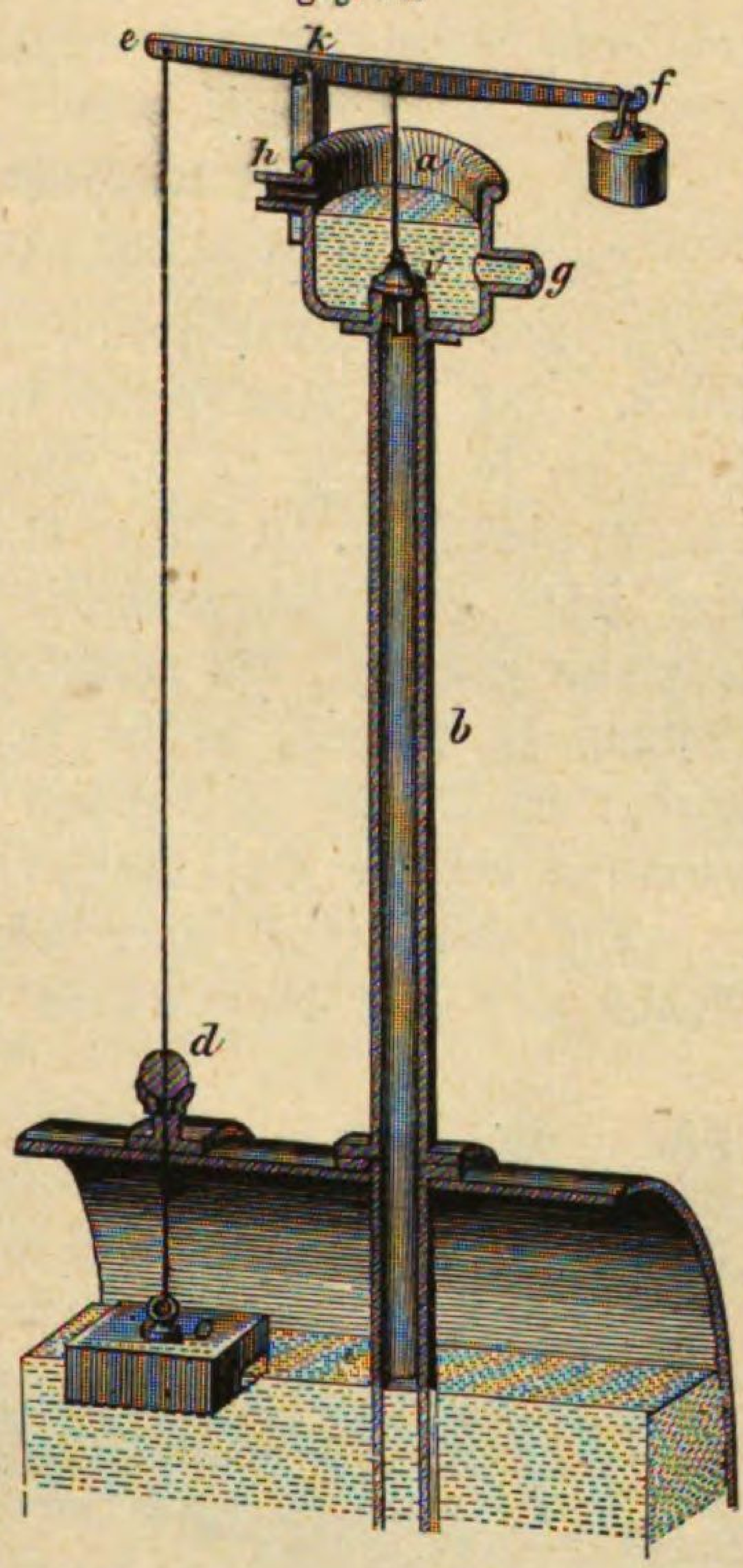
Speisung der Niederdruckkessel.

Die Speisung von Kesseln, in denen Dampf von $^1/_5$ oder höchstens $^1/_4$ Atmosphäre Ueberdruck erzeugt wird, kann durch einfache Vorrichtungen sehr befriedigend bewerkstelligt werden. Als Speisewasser wird häufig das bereits erwärmte Kondensationswasser angewendet, welches durch eine einfache Saugpumpe in einem über dem Kessel befindlichen Behälter gehoben wird. Die Höhe des Behälters über dem Niveau des Kesselwassers muß natürlich groß genug sein, um den Gegendruck des Dampfes zu überwinden, also bei $\frac{1}{5}$ Atmosphäre mindestens $\frac{1}{5} \cdot 10,334 = 2,067$ Meter, bei $\frac{1}{4}$ Atmosphäre mindestens $\frac{1}{4} \cdot 10,334 = 2,584$ Meter betragen.

Eine solche Speisevorrichtung für Niederdruckkessel zeigt Fig. 93 S. 187. Der Wasserbehälter a über dem Kessel wird von einer mit der Maschine verbundenen Saugpumpe durch das Rohr g stets reichlich mit Wasser versorgt, das, wenn es in zu großer Menge zufließt, durch das Rohr h einen Ausweg findet. An den Boden des Behälters a ist das Speiserohr b angesetzt, das bis nahe an den Boden des Kessels reicht und oben durch ein Ventil i verschließbar ist. Das Ventil i ist an einem zweiarmigen Hebel e f aufgehängt, der um die am Wasserbehälter a befestigte Axe k drehbar ist und an dem Ende e den an einem Kupferdraht befestigten Schwimmer c trägt. Dieser Schwimmer besteht in einer Steinplatte von ungefähr 50 Pfund Gewicht, die zwar durch das Eintauchen in das Kesselwasser einen Theil ihres Gewichts verliert, dennoch aber unter den Wasserspiegel niedersinken würde, wenn nicht am Ende f des Hebels ein Gegengewicht angebracht wäre,

durch welches der Schwimmer c in der Höhe des Wasserspiegels erhalten wird. Um nicht zu schwere Gewichte anwenden zu müssen, macht man den Hebelarm k f gewöhnlich länger als den Hebelarm k e. Ist z. B. k f = 3 k e und das Gewicht des eingetauchten Schwimmers 36 Kil., so ist ein Gegengewicht von $\frac{36}{3}$ = 12 Kil. anzuwenden. Der Kupferdraht tritt durch eine Stopfbüchse d in den Kessel ein.

Fig. 94.



Es geht aus dieser Anordnung hervor, daß mit dem sinkenden Wasserspiegel der Schwimmer und das Hebelende k e, an dem er befestigt ist, niedergehen, während das entgegengesetzte Hebelende k f mit dem Ventil steigt. Dadurch wird dem Wasser in dem Behälter a der Zufluß in den Kessel eröffnet, und dieser Zufluß wird so lange dauern, bis der Wasserspiegel und der Schwimmer so hoch gestiegen sind, daß das Ventil wieder geschlossen wird.

Die Dimensionen der Saugpumpe sind auf folgende Weise zu bestimmen. Ist der Normalbedarf pro Minute Q Kubikeinheiten Wasser und macht die Pumpe in der Minute n Spiele, so sind, den Wirkungsgrad der Pumpe zu $^3/_4$ gesetzt,

$$\frac{4\,Q}{3\,n}$$

Kubikeinheiten pro Kolbenspiel zu heben. Ist noch die Hubhöhe s und der Kolbenquerschnitt der Pumpe F, also F s des vom Kolben per Hub beschriebenen Volumen, so erhält man die Gleichheit

$$F\,s = \frac{4\,Q}{3\,n} \tag{42}$$

aus welcher eine der vier Größen F, s, Q und n berechnet werden kann, wenn man die andern kennt.

Ist z. B. Q = 10 Liter = 0,01 Kubikmeter, n = 24, s = 0^{m},15, so wird der Querschnitt des Kolbens

$$F = \frac{4 \,.\, 0{,}01}{0{,}15 \,.\, 3 \,.\, 24} = 0{,}00363 \,\square^{m}$$

somit der Durchmesser des Kolbens $= 0{,}068^{m}$.

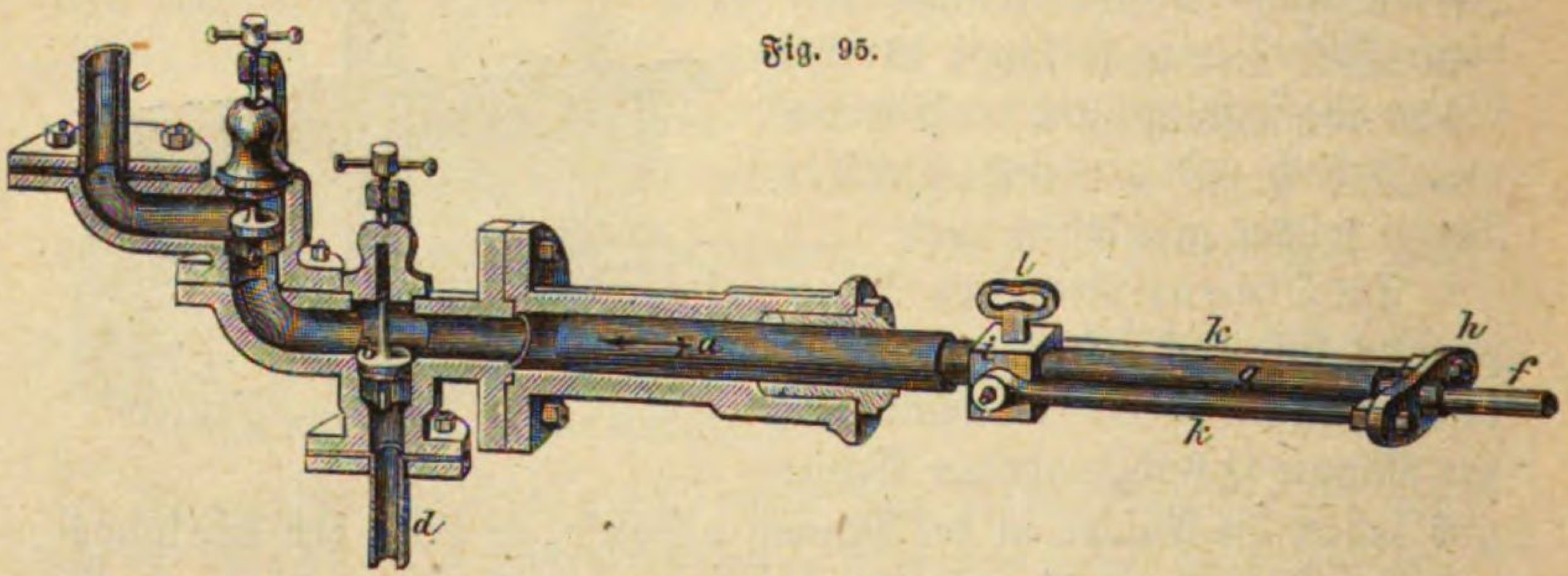
2.

Speisung der Hochdruckkessel durch Pumpen.

Die Höhe des Speiserohrs b in Fig. 93 hängt, wie schon erwähnt wurde, von der Dampfspannung ab und wächst proportional zu derselben. Für jede Atmosphäre Ueberdruck muß dieselbe 10,334 Meter betragen, so daß z. B. für eine Dampfspannung von 5 Atmosphären das Speiserohr 4 . 10,334 = 41,336 Meter hoch werden müßte. Da eine solche Höhe unausführbar ist, so ist man bei hochgespannten Dämpfen genöthigt, den natürlichen Druck des Wassers durch eine Vorrichtung zu ersetzen, welche den Gegendruck des Dampfes zu überwinden im Stande ist. Hierzu dienen meistens die Kolben-Druckpumpen und die Injekteurs von Giffard.

Die Einrichtung einer sehr gewöhnlichen Speisepumpe für Maschinen mit liegendem Cylinder zeigt Fig. 95. Von der

Fig. 95.



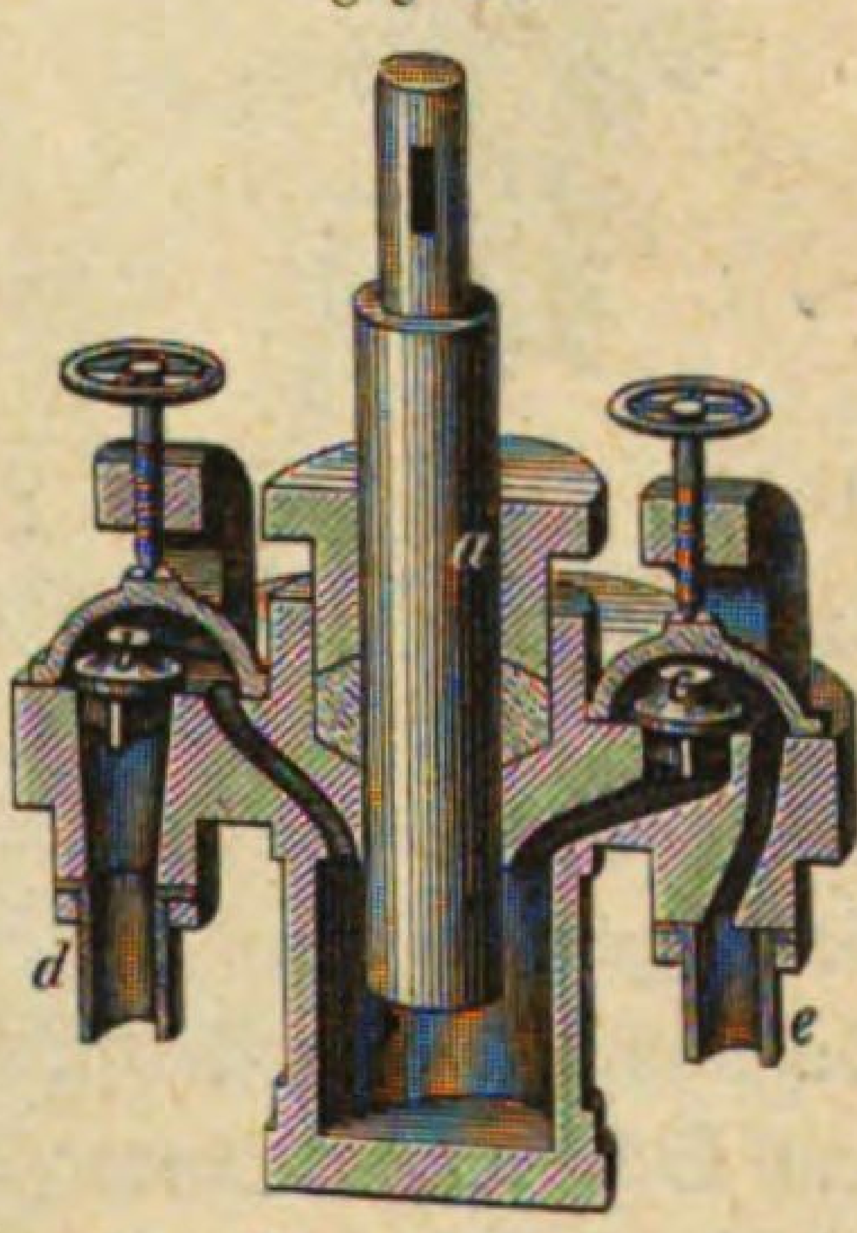
Schwungradwelle der Maschine aus wird vermittelst eines Excentriks und einer Excentrikstange die Kolbenstange des Druckkolbens a und dieser selbst in hin und hergehende Bewegung versetzt. Der Pumpenkolben bewegt sich, mit wasserdichtem Abschluß durch eine Stopfbüchse, in einem Cylinder, an dessen hinterem Ende das Ventilgehäuse befestigt ist. In diesem letzteren befindet sich das Saugventil b und das Steigventil c. Damit diese Ventile leicht zugänglich sind, hat jede Ventilkammer ihren besonderen Deckel, der durch einen Bügel und eine Druckschraube auf dem gußeisernen Gehäuse befestigt ist und zugleich die Führung für den Stiel des Ventils enthält. Aus demselben Grunde ist auch die Rohrleitung, an welche das Steigrohr e angeschraubt ist, seitlich abgezweigt, während das Saugrohr d unmittelbar unter dem

Saugventil b befestigt ist. Wenn der Kolben in der Richtung des Pfeils sich bewegt, so ist das Saugventil b geschlossen, das Steigventil c geöffnet, und es wird durch das Steigrohr e Wasser in den Kessel gedrückt. Bei der entgegengesetzten Kolbenbewegung aber ist b geöffnet, c geschlossen und es wird frisches Wasser durch das Saugrohr d angesaugt.

Die Einrückung und Abstellung der Speisepumpe geschieht mit der Hand. Es ist zu diesem Zwecke die Excentrikstange f mit der Pumpenkolbenstange g durch einen Rahmen verbunden, der aus den beiden Traversen h i und den beiden Zugstangen k k besteht. Mit der Traverse h ist die Excentrikstange durch Schraube und Mutter fest verbunden; dagegen wird die Verbindung zwischen der Traverse i und der Kolbenstange durch einen Keil l vermittelt, der mit einem Handgriff versehen ist und während des Ganges der Maschine durch die Keillöcher der Traverse und der Kolbenstange hindurchgesteckt oder aus denselben herausgezogen werden kann. Im ersteren Falle nimmt die Speisepumpe an der Bewegung der Dampfmaschine Theil, im letzteren nicht.

Eine Anordnung der Speisepumpen für stehende Maschinen ist in Fig. 96 dargestellt. a ist der Pumpenkolben, welcher sich in einem unten geschlossenen Cylinder bewegt, b ist das Saugventil, c das Steigventil, d das Saugrohr, e das Steigrohr. Die beiden Ventilkammern sind durch halbkugelförmige Kapseln geschlossen, welche durch Bügel mit Druckschrauben festgehalten werden. Diese Bügel sind um Charniere drehbar, so daß man sie leicht umlegen kann, wenn man die Ventile untersuchen will. Auch diese Pumpe kann während des Ganges durch Eintreiben oder Herausschlagen eines Keils nach Bedürfniß in oder außer Thätigkeit gesetzt werden.

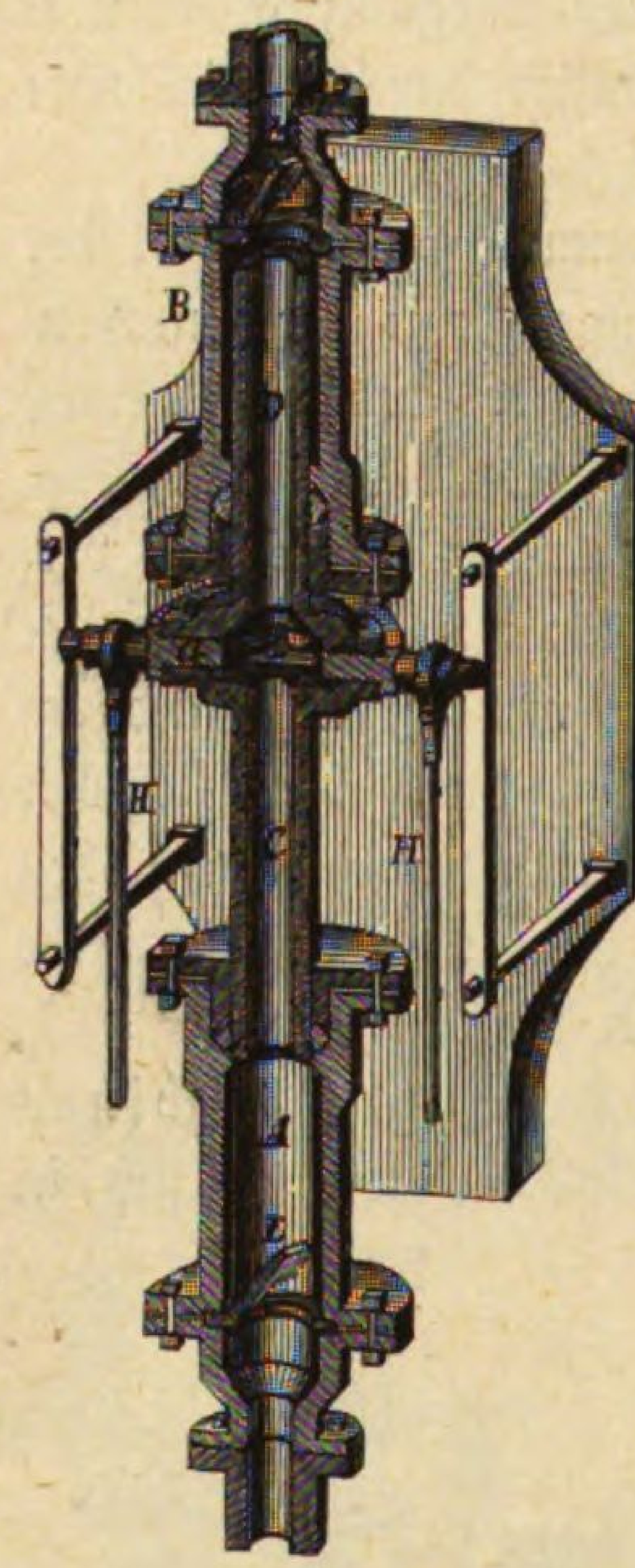
Fig. 96.



Tapley's Röhrenspeisepumpe in Fig. 97 S. 190 eignet sich namentlich zum Speisen mit heißem Wasser. Dieselbe besteht aus einem Saugcylinder A und einem Druckcylinder B, in denen sich ein Saugkolben C und ein Druckkolben D dampfdicht auf und ab bewegen. Die beiden Kolben, welche in gemeinschaftlicher Axe liegen, sind röhrenförmig und haben an ihrem einen Ende eine runde Flantsche, welche genau in die an beiden Seiten ausgedrehte Ventilplatte G paßt. Beide Flantschen werden unter sich, so wie mit der Ventilplatte durch Schrauben verbunden. Die Ventilplatte G selbst hat zwei runde Arme, an welchen zwei durch die Maschine getriebene Kurbelstangen H angreifen. In

dem Saugcylinder A ist ein Ventil L, im Druckcylinder ein zweites Ventil M und in der Mitte zwischen den beiden Kolben ein drittes N angebracht. Steigen nun die beiden Kolben C, D aufwärts, so öffnen sich die Ventile L, M, während sich N schließt; das im obern Cylinder und Kolben befindliche Wasser wird in den Kessel gedrückt, und der untere Cylinder und Kolben füllen sich mit neuem Wasser. Gehen dagegen die beiden Kolben abwärts, so schließen sich die Ventile L, M, während N sich öffnet, und das in dem unteren Cylinder A befindliche Wasser steigt in den oberen. Um sich überzeugen zu können, ob alle Ventile in Ordnung sind, bringt man sowohl am oberen, als am unteren Cylinder Probirhähne an.

Fig. 97.



Die Kessel größerer Maschinen speist man häufig durch Dampfpumpen, d. h. Speisepumpen, welche durch besondere kleine Dampfmaschinen getrieben werden.

Eine sehr gewöhnliche Einrichtung solcher Dampfpumpen zeigt Fig. 98 S. 191. Vertikal über dem Pumpencylinder A steht der Dampfcylinder B, in welchem der Dampfkolben C mit seiner Stange doppelt wirkend arbeitet. Damit die Maschine einen möglichst regelmäßigen Gang erhält, ist ein Schwungrad D mit derselben verbunden; zu diesem Zwecke schließen sich die beiden benachbarten Enden der Dampfkolbenstange und des Pumpenkolbens an einen viereckigen Rahmen an, in dessen Schlitz die Kröpfung der gekröpften Schwungradwelle E sich bewegt. Eine excentrische Warze F an dem dem Schwungrad entgegengesetzten Ende der Welle dient zum Betriebe des Dampfschiebers G.

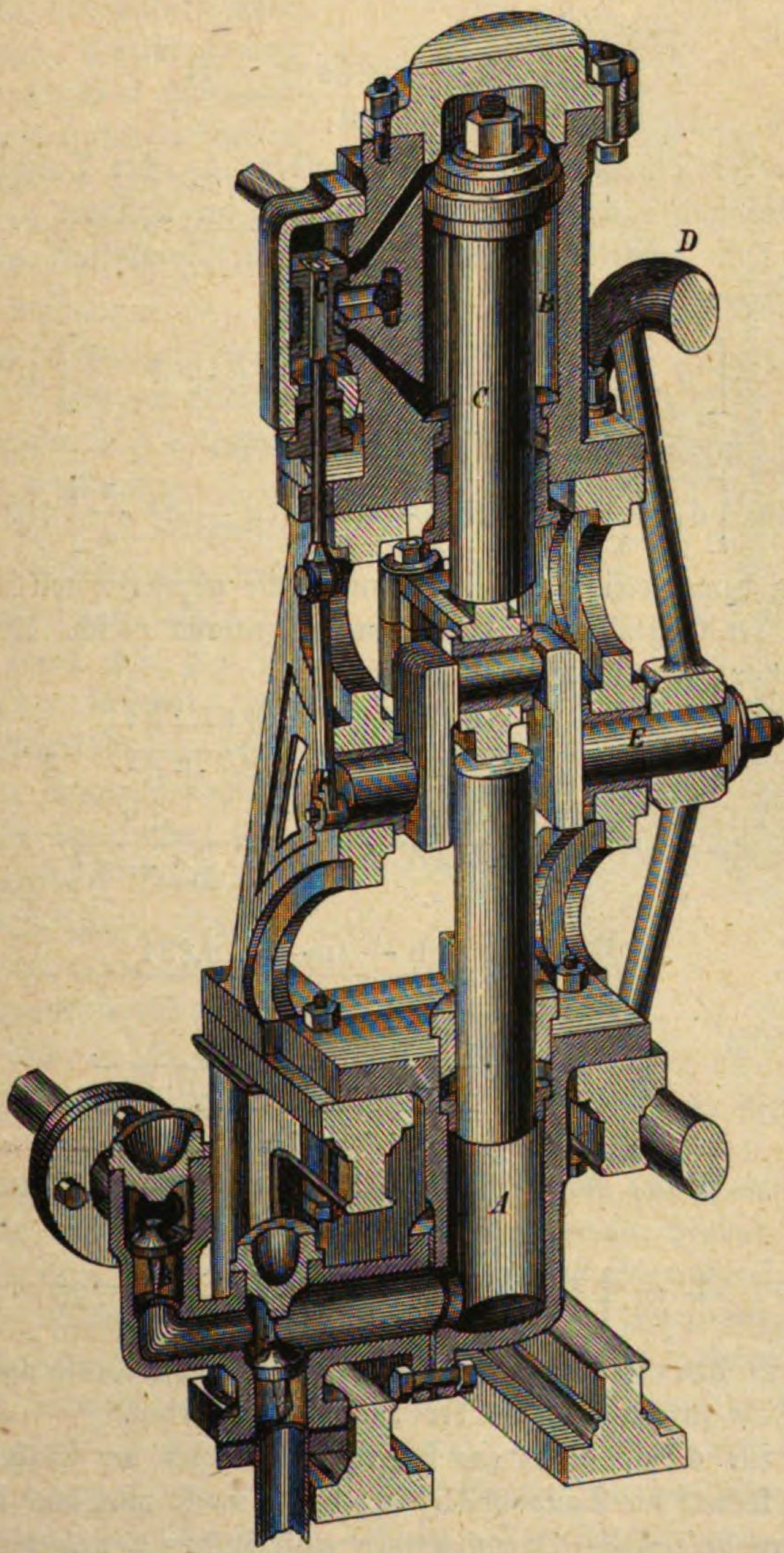
Die Dampfkolbenstange erhält in der Regel einen großen Durchmesser, wodurch der Druck des Dampfes gegen die untere Kolbenfläche verkleinert wird, weil gewöhnlich die Kraft zum Einpressen des Wassers in den Kessel größer ist, als die Kraft zum Ansaugen desselben. Bezeichnet in Metermaßen h_1 die Saughöhe und F den Querschnitt des Pumpenkolbens, so ist, da 1 Kubikm. Wasser 1000 Kil. hat, die Kraft zum Ansaugen

$$P_1 = 1000\,F\,h_1$$

Um das Wasser in den Kessel einzupressen, ist eine Kraft = 1000 F h

nothwendig zum Heben des Wassers auf die Steighöhe h; ferner noch eine Kraft, um den Ueberdruck des Dampfes im Kessel zu überwinden.

Fig. 98.



Ist die Dampfspannung im Kessel p Atmosphären, so wird, da der Druck einer Atmosphäre auf 1 □m Fläche = 10334 Kil., diese letztere

Kraft = 10334 F (p — 1) sein; mithin die gesammte Kraft zum Eindrücken des Wassers in den Kessel

$$P = 1000\ F\ h + 10334\ F\ (p - 1)$$

und daher

$$\frac{P}{P_1} = \frac{h + 10{,}334\ (p - 1)}{h_1}$$

Ist ferner der Durchmesser des Dampfkolbens d_1, der Durchmesser der Dampfkolbenstange d, die Dampfspannung im Cylinder p_1 und der Gegendruck in demselben q Atm., so ist eine Dampfkraft nothwendig zum Ansaugen

$$P_1 = \left[(d_1{}^2 - d^2)\frac{\pi}{4}\,p_1 - d_1{}^2\frac{\pi}{4}\,q + d^2\frac{\pi}{4}\right] 10334$$

und zum Eindrücken des Wassers in den Kessel

$$P = \left[d_1{}^2\frac{\pi}{4}\,p_1 - (d_1{}^2 - d^2)\frac{\pi}{4}\,q - d^2\frac{\pi}{4}\right] 10334$$

wenn von dem Gewichte der bewegten Theile abgesehen wird. In der Regel ist der Gegendruck q dem Atmosphärendruck gleich. Unter dieser Voraussetzung ergibt sich

$$\frac{P}{P_1} = \frac{d_1{}^2\,p_1 - d_1{}^2 + d^2 - d^2}{d_1{}^2\,p_1 - d^2\,p_1 - d_1{}^2 + d^2}$$

$$\frac{P}{P_1} = \frac{d_1{}^2\,(p_1 - 1)}{(d_1{}^2 - d^2)\,(p_1 - 1)} = \frac{d_1{}^2}{d_1{}^2 - d^2}$$

also auch

$$\frac{d_1{}^2}{d_1{}^2 - d^2} = \frac{h + (p-1)\ 10{,}334}{h_1}$$

woraus folgt

$$(43) \qquad \frac{d}{d_1} = \sqrt{\frac{h - h_1 + (p-1)\ 10.334}{h + (p-1)\ 10{,}334}}$$

Ist z. B. $h_1 = 4{,}3^m$, $h = 2{,}0^m$ und $p = 5$ Atmosphären, so wird

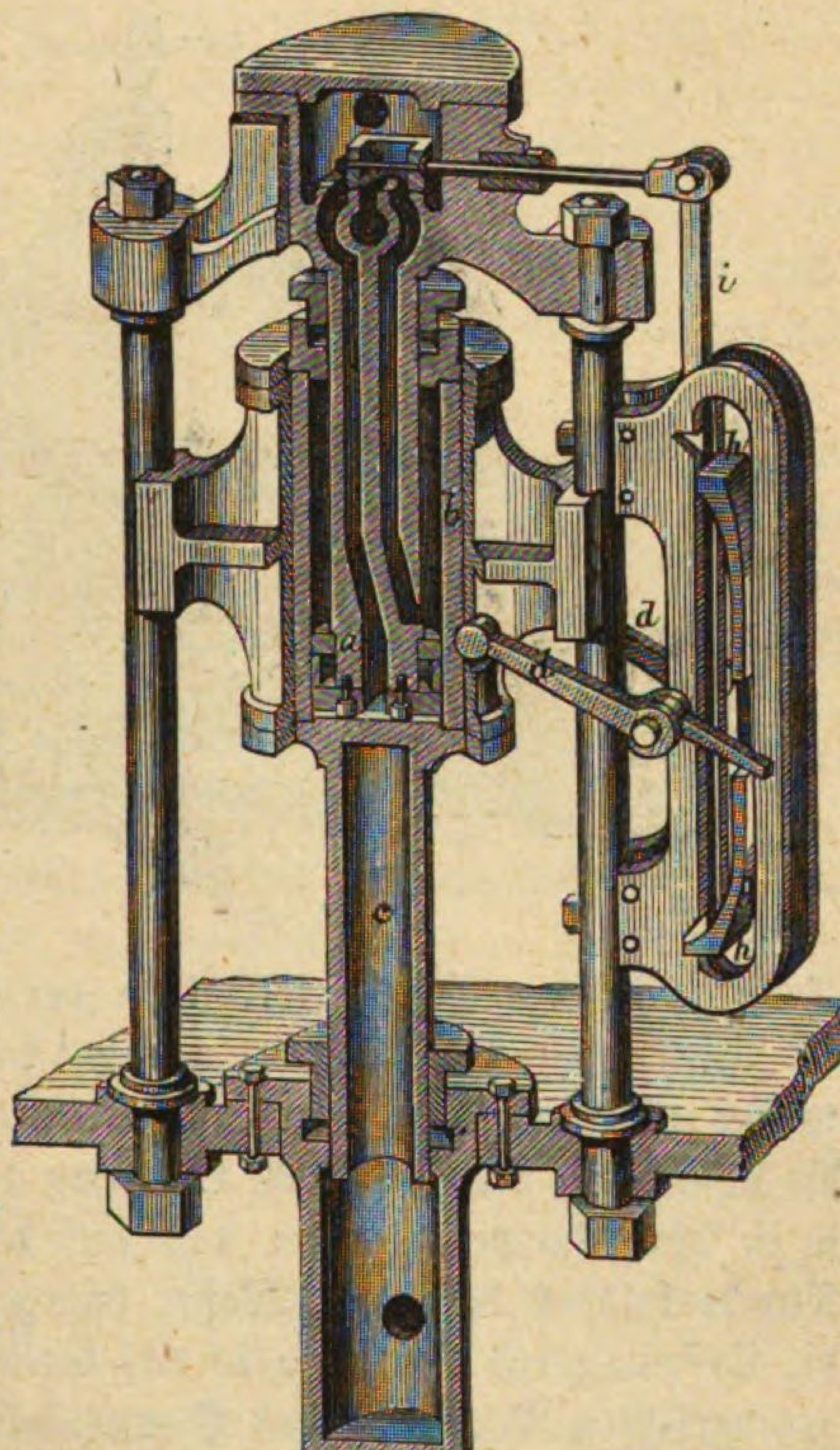
$$\frac{d}{d_1} = \sqrt{\frac{2{,}0 - 4{,}3 + 10{,}334\ .\ 4}{2{,}0 + 10{,}334\ .\ 4}} = 0{,}95$$

Es ist hiernach in diesem Falle die Dampfkolbenstange beinahe eben so stark zu machen, als der Dampfkolben selbst.

Der für $d : d_1$ gefundene Werth nähert sich der Einheit um so mehr, je kleiner die Saughöhe h_1 ist; daher macht man auch bei kleinen Saughöhen dergleichen Dampfpumpen einfachwirkend und deckt die dadurch entstehende Kraftdifferenz dadurch, daß man das Schwungrad etwas schwerer als bei den doppeltwirkenden Dampfpumpen macht.

Bei der Dampfpumpe von Luschka (Fig. 99) ist die rotirende Bewegung vermieden, wodurch nicht unwesentlich an Raum und Anlagekosten gespart wird. Der Dampf tritt hier mittelst eines gewöhnlichen Schiebers und zweier Kanäle über oder unter einen feststehenden Kolben a und hebt oder senkt dadurch einen beweglichen Cylinder b, welcher mit dem Pumpenkolben c verbunden ist. An jedem Ende seines Laufs schlägt der Cylinder an einen Hebel d, dessen kürzerer Arm eine kräftige Feder g mitnimmt. Diese Feder ist an ihren Enden mit Nasen h h versehen und gleitet zwischen zwei Führungen auf und ab, deren eine, dem Cylinder näher liegende, zwei schräg geführte Einschnitte besitzt. Der mit dem Schieber verbundene Steuerhebel i hat mit dem Hebel d eine gemeinschaftliche Drehaxe, sitzt aber lose auf derselben und wird lediglich durch den Druck der Feder, deren Enden abwechselnd ober- oder unterhalb der Drehaxe auf ihn einwirken, in Bewegung gesetzt.

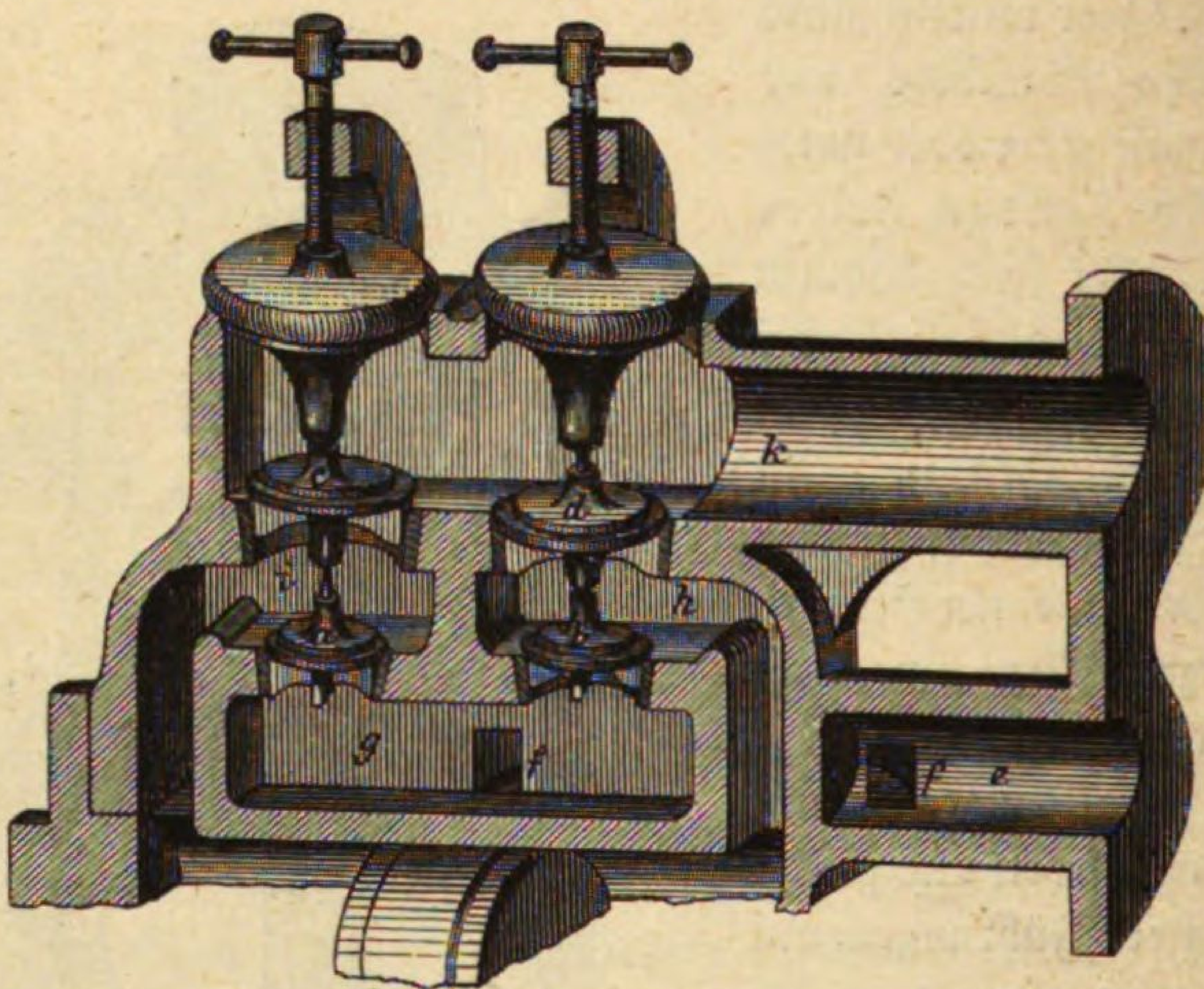
Fig. 99.



Wird beim Aufgange des Cylinders die Feder von oben nach unten bewegt, so verläßt zuerst die obere Nase den entsprechenden Einschnitt in der Führung und wird unwirksam gegen den Steuerhebel, der nur durch die Reibung des Dampfschiebers noch in seiner Lage erhalten wird. Der Cylinder fährt fort zu steigen, und es gelangt nun die Nase am unteren Ende der Feder über den entsprechenden Einschnitt. Nun schnappt die Feder mit ihrem Ende daselbst ein und bringt dadurch den Steuerhebel und den Dampfschieber in die entgegengesetzte Lage, worauf der Niedergang beginnt. Derselbe Vorgang wiederholt sich kurz vor vollendetem Niedergang des Cylinders, worauf dieser wieder gehoben wird.

Die Einrichtung einer doppeltwirkenden Speisepumpe zeigt Fig. 100. Dieselbe hat zwei Saugventile a, b und zwei Steigventile c, d.

Fig. 100.



Bewegt sich der Pumpenkolben in der Richtung des Pfeiles, so sind die Ventile b und c geöffnet, a und d dagegen geschlossen. Das Speisewasser tritt aus dem Saugrohr e durch die gebogene Leitung f f in die Kammer g und durch die Oeffnung des Ventils b, sowie den Kanal h in den Pumpencylinder; das auf der entgegengesetzten Seite des Pumpenkolbens befindliche Wasser dagegen wird durch den Kanal i und die Oeffnung des Ventils c in das Steigrohr k gedrückt. Bei der entgegengesetzten Bewegung des Pumpenkolbens sind die Ventile b und c geschlossen und a und d geöffnet. Das angesaugte Wasser tritt aus der Kammer g durch die Oeffnung des Ventils a und den Kanal i in den Pumpencylinder und das gehobene Wasser aus dem Pumpencylinder durch den Kanal h und die Oeffnung des Ventils d in das Steigrohr.

Man hat wiederholt versucht, die Speisepumpen selbstthätig zu machen, d. h. sie so einzurichten, daß sie ohne Einwirkung von Menschenhänden den Wasserbedarf zur rechten Zeit liefern. Diese Einrichtungen bestehen entweder darin, daß ein mit dem Wasserspiegel im Kessel sinkender und steigender Schwimmer auf einen Hahnen oder ein Ventil im Speiserohre wirkt und den Wasserdurchgang dem Bedürfniß entsprechend eröffnet oder abschließt, oder darin, daß der Schwimmer die Dampfklappe einer Dampfpumpe regulirt und die Menge des Betriebsdampfes vom Wasserbedarf abhängig macht. Lärmvorrichtungen geben ein Zeichen, wenn der selbstthätige Mechanismus nicht in Ord-

nung ist. Trotzdem gewähren dergleichen Apparate nicht die gehörige Sicherheit und überheben den Heizer durchaus nicht der Verpflichtung, auf die Speisung ein wachsames Auge zu haben.

Es ist rathsam, zwischen dem Steigventil und dem in den Kessel einmündenden Speiserohr zunächst dem Kessel, noch ein zweites Ventil, das sog. Speise- oder Rückventil, anzubringen. Dadurch wird der Gang der Pumpe sicherer, Reparaturen werden leichter möglich, und man kann auch, wenn mehrere Kessel von einer und derselben Pumpe aus gespeist werden, mittelst dieses Ventils die Speisewassermenge für jeden Kessel einzeln reguliren.

Der Durchmesser des Pumpenkolbens ist in derselben Weise abzuleiten, wie für die Saugpumpe auf S. 187 gezeigt wurde. Da aber hierbei die Speisung keine kontinuirliche ist, sondern nur nach Bedürfniß in Thätigkeit gesetzt wird, so muß die Pumpe ein größeres Quantum liefern können, als das in derselben Zeit verdampfte Wasserquantum. In der Regel nimmt man an, daß die Pumpe vier- bis sechsmal so viel liefere, als in derselben Zeit verdampft wird. Daher ist das vom Kolben beschriebene Volumen unter übrigens gleichen Umständen vier- bis sechsmal so groß zu nehmen, als in Formel (42). Hiernach wird für ein fünffaches Volumen bei der einfachwirkenden Pumpe

$$F s = 5 \frac{4 Q}{3 n} \tag{44}$$

und bei der doppeltwirkenden Pumpe

$$F s = \frac{5}{2} \cdot \frac{4 Q}{3 n} \tag{45}$$

Versuche über die Leistungsfähigkeit der Speisepumpen hat die Société industrielle de Mulhouse angestellt. [1] Aus denselben geht hervor, daß der Wirkungsgrad derselben zu 75 Procent angenommen werden kann und daß die auf ihren Betrieb zu verwendende Arbeit um so kleiner wird, je größer die Durchmesser des Steigrohrs und Saugrohrs sind.

Wird die Speisepumpe durch einen hydraulischen Motor betrieben, so kann nicht gespiesen werden, sobald der Motor abgestellt ist. In diesem Fall ist eine Dampfpumpe als Hülfspumpe nöthig. Dauert die Nachhilfe je nur kurze Zeit, so reicht zu diesem Zweck auch eine Handpumpe aus. Fehlt der hydraulische Motor und kann zeitweise auch kein Dampf benützt werden, so muß, wenn überhaupt Wasser in den Kessel kommen soll, eine Handpumpe benützt werden.

[1] Polyt. Centralbl. 1860. S. 356.

Diese leistet auch Dienste beim Füllen der Kessel. Zweckmäßiger ist es jedoch, Vorsorge zu treffen, daß das Wasser in den offenen, kalten Kessel zugeleitet werden kann, ohne Mitwirken einer Pumpe.

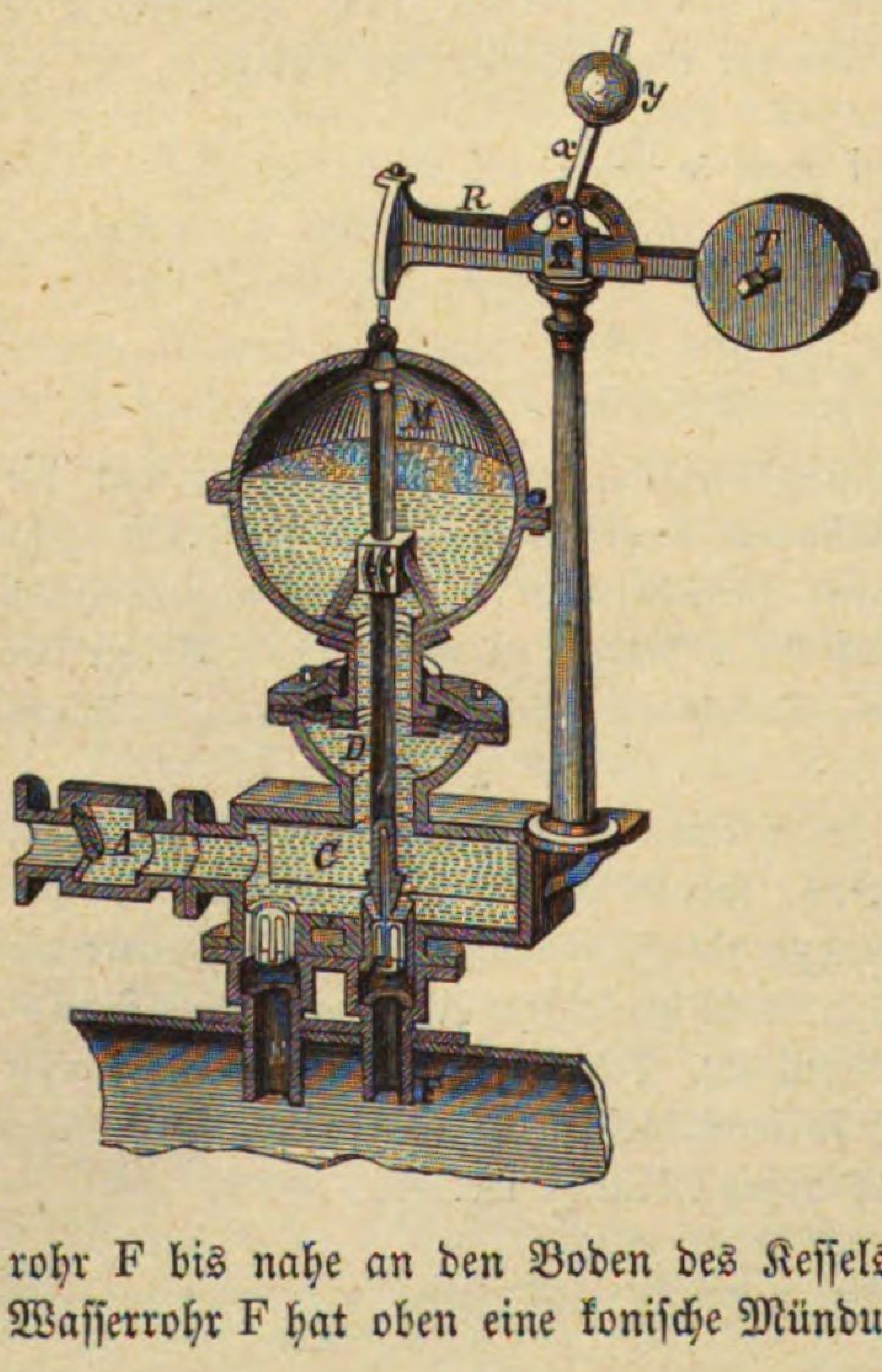
3.

Speisung der Hochdruckkessel ohne Pumpen.

Wenn es sich nur darum handelt, das Speisewasser in den Kessel einzudrücken, nicht aber auch dasselbe anzusaugen, so kann man zu diesem Zwecke den Druck des Dampfes selbst anwenden. Dadurch, daß man den Druck des Dampfes auf das Speisewasser wirken läßt, erzeugt man zunächst den Gleichgewichtszustand; fügt man hierzu noch eine andere Kraft (gewöhnlich Schwerkraft), so wird der Druck des Dampfes überwunden und das Speisewasser tritt in den Kessel ein.

Auf diesem Princip beruht unter andern der in Fig. 101 dargestellte Speiseapparat von Auld. Das Speisewasser fließt aus einem höher liegenden Reservoir der Ventilkammer A zu, aus der es nicht wieder zurücktreten kann, weil die in derselben befindliche Ventilklappe sich nach innen öffnet. Von da gelangt es in die Kammer C und aufwärts in den becherförmigen Raum D. Im Boden der Kammer C befinden sich zwei durch Ventile regulirbare, kreisförmige Mündungen, durch welche der Speiseapparat mit dem Dampfrohr E und dem Wasserrohr F in Verbindung gesetzt werden kann. Das Dampfrohr E reicht bis zum Normalwasserspiegel im Kessel und das Wasserrohr F bis nahe an den Boden des Kessels. Der Sitz des Ventils im Wasserrohr F hat oben eine konische Mündung, welche das untere, ent-

Fig. 101.



sprechend gestaltete Ende der Röhre L aufzunehmen bestimmt ist. Die Röhre L steigt durch die Kammern C und D aufwärts und endigt nahe an der Decke der kupfernen Hohlkugel M. An dieser Kugel ist unten ein Rohrstutzen befestigt, welcher in dem Deckel der Kammer D frei beweglich ist. Dieser Deckel ist auf die Kammer D aufgeschraubt und durch einen Kautschukring abgedichtet, welcher bis zu den unteren Flantschen des Rohrstutzens reicht und an diesen befestigt ist. Diese Anordnung vertritt somit die Stelle einer Stopfbüchse. Die Kugel M besteht aus zwei mit einander verschraubten Theilen und hat oben ein Oehr, welches durch eine Kette mit dem einen Ende des Hebels R in Verbindung steht. Der Hebel R ruht auf Schneiden und trägt an seinem entgegengesetzten Ende ein Gegengewicht T, in der Mitte aber einen Bügel mit einem Schlitz und zwei in diesem Schlitze verstellbare Stiften, welche das Ausschwingen der durch ein Gewicht y belasteten Stange x begrenzen. Das Gewicht T wird am Hebel R so eingestellt, daß es, unterstützt durch das Gewicht y, der Kugel M mit Zubehör und Wasserinhalt das Gleichgewicht hält.

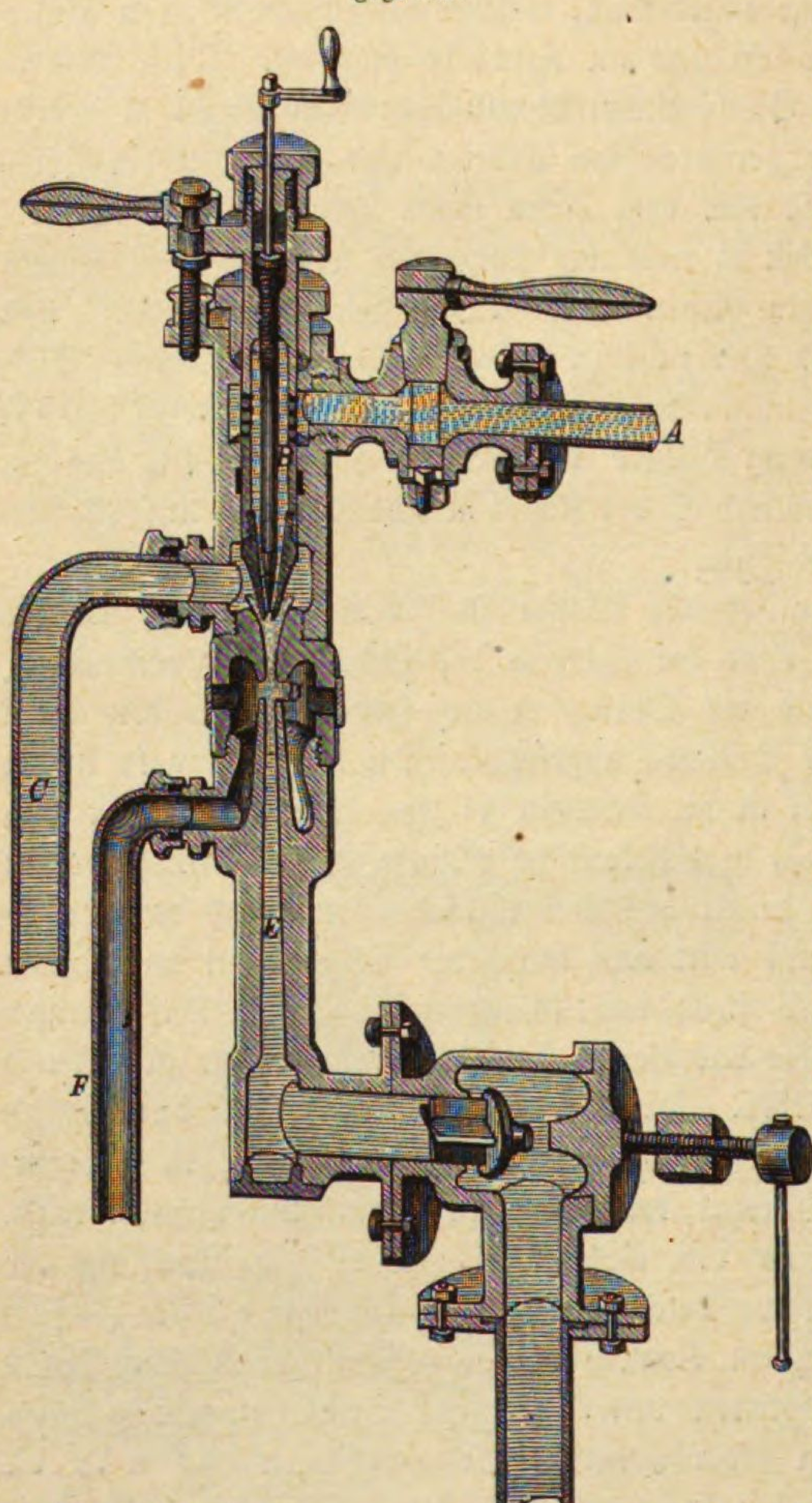
Wenn nun das zufließende Wasser in der Kugel M ein gewisses Niveau erreicht hat, so wird die Schwere des Gewichts T überwunden, der Hebel R gedreht und die Stange x des Hebels gegen den Stift an der linken Seite des Schlitzes angelehnt. Die Kugel M geht nieder und der Rohrstutzen tritt in die Kammer D ein; gleichzeitig fällt das untere Ende der Röhre L in die konische Mündung des Ventilsitzes im Dampfrohr E ein und drückt das Ventil nieder, wodurch dasselbe geöffnet wird. Der Dampf tritt nun durch die Röhre L in den oberen Theil der Kugel M und stellt das Gleichgewicht her. Das Wasser öffnet durch seine Schwere das Ventil im Wasserrohr F und fällt durch dieses in den Kessel nieder. Dieß dauert so lange, bis das Gegengewicht T wieder das Uebergewicht erlangt und der Hebel in seine ursprüngliche Stellung zurückkehrt, wodurch die Speisung unterbrochen wird.

Der sinnreichste unter den Apparaten, welche die Speisung der Hochdruckkessel ohne Pumpe bewirken, ist der Giffard'sche Injektor, welcher auf folgendem Princip beruht. Wenn zwei Flüssigkeiten von verschiedenen Dichtigkeiten unter gleichem Drucke in ein gemeinschaftliches Medium von niedrigerem Drucke ausströmen, so wird die Ausströmungsgeschwindigkeit der weniger dichten Flüssigkeit, also auch ihre lebendige Kraft größer, als die Geschwindigkeit und die lebendige Kraft der dichteren Flüssigkeit. Sind nun die beiden Mündungen, durch welche die beiden Flüssigkeiten austreten, einander entgegengesetzt gerichtet, so drängt die dünnere Flüssigkeit die dichtere zurück und ist sogar im Stande, wenn die Differenz zwischen den Dichtigkeiten groß

genug ist, noch einen Zuschuß von außen zugeführter, dichter Flüssigkeit einzupressen.

Der Injektor von Giffard ist in Fig. 102 abgebildet. Durch das Rohr A strömt Dampf aus dem Kessel und dringt durch mehrere Oeffnungen in das Innere eines Cylinders B, des sog. Wasserregulators, welcher in einen Konus mit einer kleinen, kreisförmigen Mündung endigt. Durch eine von außen in Bewegung zu setzende Stange, die in eine konische Spitze endigt, kann der Oeffnungsquerschnitt dieser Mündung nach Bedarf vergrößert oder verkleinert werden. Der untere Theil des Regulators ist mit einer Kammer umgeben, und in diese mündet das Saugrohr C ein, welches etwas tiefer in ein Kaltwassergefäß eintaucht. Wenn nun der Dampf durch die konische Mündung des Regulators ausströmt, so stellt er in der die Mündung umgebenden Kammer, sowie in dem Saugrohre einen luftverdünnten Raum her, und durch das Saugrohr wird Wasser aus dem Kaltwassergefäß nachgesaugt. Dieses Wasser mischt sich mit dem Dampfe, kondensirt diesen und tritt dann durch die unterhalb des Regulators befindliche Verengung in die mit atmosphärischer Luft gefüllte Kammer D. In die Kammer D mündet von unten ein in der Axe des Regulators liegendes konisches Rohr E ein, welches mit dem Wasserraume

Fig. 102.



im Kessel durch eine Rohrleitung in Verbindung steht. In dieser Rohrleitung befindet sich ein Ventil, welches sich nach dem Kessel hin öffnet. Dieses Ventil wird durch den Ueberdruck des Kessels über den Druck der atmosphärischen Luft in der Kammer D geschlossen gehalten, wenn der Speiseapparat nicht in Thätigkeit ist. Wenn er dagegen arbeitet, so tritt der aus dem angesaugten Wasser und dem Kondensationswasser bestehende Wasserstrahl, weil er eine größere lebendige Kraft hat als das Kesselwasser, das abfließen würde, in das konische Rohr E ein, drängt das Ventil zurück und strömt in den Kessel ein. Die Kammer D ist ringsum mit kreisförmigen Oeffnungen versehen, durch die sie mit der atmosphärischen Luft in Verbindung steht. Das Rohr F mündet in die freie Luft über dem Kaltwasserbehälter aus und dient zum Abführen des kalten Wassers, welches vor der Regulirung des Apparates im Ueberschuß angesaugt worden ist, sowie des Kondensationswassers, welches sich während der ersten Spiele nach der Ingangsetzung bildet.

Die Bedingungen für die Wirksamkeit dieses Apparates ergeben sich aus folgenden Betrachtungen.

Der Dampf, indem er aus dem Kessel nach dem Gehäuse des Injektors strömt, verwendet einen Theil seiner Wärme $q + m\,r$ (S. 68) auf die Erzeugung der Geschwindigkeit seiner Masse. Da die Kondensation im Gehäuse annähernd unter dem Druck einer Atmosphäre vor sich geht, so wird der Abfluß aus dem Kessel nach dem Gehäuse annähernd erfolgen wie in die freie Luft; daher wird zur Hervorbringung der Geschwindigkeit des Dampfes eine Wärmemenge verwendet (S. 77) $= q - 100 + m\,r - m_1\,r_1$; es bleibt ihm also noch an Wärme im Augenblick vor der Mischung $100 + m_1\,r_1$ Kalorien.

Nimmt das aus Dampf und Speisewasser entstandene warme Wasser die Flüssigkeitswärme q_1 an, so gibt 1 Kil. Dampf an die Mischung die Wärmemenge $100 - q_1 + m_1\,r_1$ ab.

Bezeichnet q_0 die Flüssigkeitswärme und Q das Gewicht des Speisewassers, das von 1 Kil. Dampf angesogen wird, so nimmt das Speisewasser die Wärmemenge $Q\,(q_1 - q_0)$ auf. Setzt man die abgegebene Wärmemenge der aufgenommenen gleich, so folgt

$$\text{(a)} \qquad Q = \frac{100 - q_1 + m_1\,r_1}{q_1 - q_0}$$

Ist die Temperatur des Dampfes und die des Speisewassers, sowie auch der Wassergehalt des Dampfes gegeben, so kennt man die Größen r, q_0 und m, also auch m_1; daher hängt der Werth von Q wesentlich davon ab, wie sich q_1 gestaltet. Vermag der Injektor vermöge seiner Konstruktion eine starke Luftverdünnung im Gehäuse her-

vorzubringen, so wird viel Wasser angesogen und es fällt q_1' klein aus, und umgekehrt. Bis jetzt ist es nicht gelungen, aus den Dimensionen des Apparates den Zusammenhang zwischen den Größen q_1 und Q zu bestimmen.

Villiers[1] gibt folgenden Versuch an. Der Dampf hatte im Kessel 4,5 Atm. Spannung; die Temperatur des Speisewassers war 23,5°, die der Mischung 60,5° und die per 1 Kil. Dampf angesogene Wassermenge 14,9 Kil.

Nimmt man an, es sei der Dampf trocken aus dem Kessel in die Leitung getreten, so kondensiren sich sehr nahe 7 Procent, bis die Spannung auf 1 Atm. gesunken ist; daher wird $m_1 = 0{,}93$ zu setzen sein. Nimmt man noch die obigen Temperaturen zugleich als Flüssigkeitswärme, d. h. $q_0 = 23{,}5$ und $q_1 = 60{,}5$ Kalorien an, so erhält man vermöge der vorstehenden Formel (a)

$$Q = 14{,}5 \text{ Kil.}$$

also nahe der Werth, wie ihn die Beobachtung ergab.

Steigt die Temperatur des Speisewassers, so wird auch die der Mischung steigen; steigt die Spannung des Dampfes, also auch die Gesammtwärmemenge λ, welche er mitführt, so wird ebenso die Mischung heißer werden.

Während der Dampf seine Geschwindigkeit annimmt, geht die Größe $m\,r$ in $m_1\,r_1$ über; dabei wird m kleiner und r größer, so daß für die gewöhnlichen Fälle die Produkte $m\,r$ und $m_1\,r_1$ sehr nahe als gleich betrachtet werden können. Daher kann man in der obigen Formel (a) die Größe $m_1\,r_1$ durch $m\,r$ ersetzen, also die Werthe m und r so nehmen, wie sie dem Kesseldampf entsprechen.

Es sei nun für trockenen Dampf (wo $m = 1$):

Dampfdruck . . .	=	1,1	2	4	8	12 Atm.
Flüssigkeitswärme q_0	=	30	30	30	30	30°
Flüssigkeitswärme q_1	=	50	60	70	80	90°
Dampfwärme . . r	=	535	522	505	486	473 Kal.
daher Speisewasser Q	=	29,2	18,7	13,4	10,1	8,0 Kil.

Die Geschwindigkeit des Dampfes im Gehäuse ist annähernd (S. 77)

$$\text{(b)} \qquad v = \sqrt{2\,g\,E\,(q - 100)}$$

Mischt sich nun der Dampf mit dem Speisewasser, so überträgt er seine Quantität der Bewegung auf die Mischung und es wird die Geschwindigkeit in dem Verhältnisse kleiner, in welchem das Gewicht zunimmt, also im Verhältniß von $1 + Q : 1$.

[1] Civilingenieur, 1860, S. 315.

Bezeichnet man die Geschwindigkeit des heißen Wassers mit w, so ist daher

$$\text{(c)} \qquad w = \frac{v}{1+Q} = \frac{\sqrt{2gE(q-100)}}{1+Q}$$

Damit nun dieses Wasser in den Kessel eintreten kann, muß die Geschwindigkeit w größer sein, als die, mit welcher das Kesselwasser aus dem Rohr E auszuströmen sucht.

Bezeichnet p den Druck des Dampfes in Atmosphären, nach Abzug von 1 Atm. Gegendruck, so entspricht diesem Druck eine Wassersäule von 10,33 p Meter Höhe; daher würde das Kesselwasser abfließen mit einer Geschwindigkeit

$$v_1 = \sqrt{2g \,.\, 10{,}33\, p}$$

Nun muß w größer sein als v_1, damit der heiße Strahl den Druck im Kessel überwinden kann. Da die Nebenhindernisse den Werth v, daher auch den Werth w reduciren; da zudem der heiße Strahl Luft und einzelne Dampftheile mitführt, so daß die Dichtigkeit des Strahles nicht gleich der des Wassers, sondern wesentlich kleiner ist als diese, so muß die Geschwindigkeit w erheblich größer genommen werden als v_1. Man kann die Korrektion dadurch vornehmen, daß man die Druckhöhe 10,33 p, welche zu überwinden ist, höher schätzt, daher diese mit einer Zahl k multiplicirt, welche größer als 1 ist. Man erhält somit

$$w > \sqrt{2g \,.\, 10{,}33\, p k}$$

Setzt man den Werth von w aus (c) hier ein, so folgt

$$E \frac{(q-100)^2}{(1+Q)^2} > 10{,}33\, p k$$

oder wenn man auch noch aus (a) den Werth von Q einführt:

$$\text{(d)} \qquad \frac{q-100}{p} \cdot \frac{(q_1-q_0)^2}{(100-q_0+m r)^2} > \frac{10{,}33\, k}{E}$$

Hierin ist E = 435 und k, gemäß Versuchen, zwischen 2 und 2,5 zu setzen. Der Sicherheit wegen wollen wir k = 2,5 annehmen, so wird die Konstante rechts

$$\frac{10{,}33\, k}{E} = 0{,}0593$$

Damit nun der Injektor funktionire, muß die linke Seite der Formel (d) groß ausfallen. Sie ist ein Produkt aus zwei Faktoren, also muß jeder Faktor möglichst groß sein.

Der erste Faktor $\frac{q-100}{p}$ nimmt ab, wenn q von 100 an wächst; hiernach wäre Niederdruckdampf am Injektor wirksamer als Hochdruck-

dampf und es könnte der Apparat sogar in Anwendung kommen für Dampf von nahe 1 Atmosphäre Spannung. Die Erfahrung zeigt aber, daß mindestens 1,2 Atm., d. h. $^1/_5$ Atm. Ueberdruck nöthig ist, wenn der Apparat funktioniren soll. Es kommt dieß, wie auch die Zusammenstellung auf S. 200 zeigt, daher, daß sehr viel Wasser angesogen wird, also q_1, mithin auch die Differenz $q_1 - q_0$ sehr klein ausfällt, während r groß wird. Mit steigendem Dampfdruck nimmt nun der erste Bruch links ab, der zweite zu; daher kann der Apparat für alle Dampfspannungen von $^1/_5$ Atm. Ueberdruck an immer betriebsfähig erstellt werden.

Ist der Dampf trocken, so vermag er das Speisewasser stark zu erwärmen, d. h. es wird q_1 groß. Nimmt dagegen der Wassergehalt des Dampfes zu, also die Größe m in Formel (d) ab, so wird auch q_1 abnehmen; daher ändert sich beim zweiten Bruche links der Zähler rascher als der Nenner, mithin nimmt die Wirksamkeit des Injektors etwas ab mit zunehmendem Wassergehalt.

Von einem Speiseapparate verlangt man, daß er Speisewasser von möglichst hoher Temperatur in den Kessel zu fördern im Stande sei. Setzt man nun die beiden Seiten der Formel (d) einander gleich, so bezeichnet alsdann q_0 die höchste Flüssigkeitswärme, also auch die höchste Temperatur, die das Speisewasser unter obwaltenden Umständen haben kann. Diese höchste Temperatur ist

$$(46) \quad q_0 = \frac{q_1 \sqrt{q - 100} - (100 + m\,r)\sqrt{0{,}0593\,p}}{\sqrt{q - 100} - \sqrt{0{,}0593\,p}}$$

Es ist für trocknen Dampf von 5 Atm.

$$p = 4; \quad q = 153; \quad r = 499; \quad m = 1.$$

Nimmt man die Flüssigkeitswärme q_1 des heißen Strahles zu 70^0 an, so kommt

$$q_0 = \frac{70\sqrt{53} - (100 + 499)\sqrt{0{,}0593 \,.\, 4}}{\sqrt{53} - \sqrt{0{,}0593 \,.\, 4}} = 32 \text{ Kalorien.}$$

Mithin kann bei diesen Daten Wasser angesogen werden, das eine Temperatur von höchstens 32^0 hat; also wird die Temperatur des Speisewassers im Injektor steigen um $70 - 32 = 38^0$.

Mit Hülfe von Formel (46) erhält man folgende Zusammenstellung.

Absolute Dampfspannung.	Temperatur der Mischung.	Höchste Temperatur des Speisewassers. m = 1	m = 0,7	Temperaturerhöhung. m = 1	m = 0,7	Angesogene Wassermenge. m = 1	m = 0,7
1,2 Atm.	60^0	33^0	41^0	27^0	19^0	21,2k.	21,7k.
4	70	34	44	36	26	14,8	14,7
12	80	34	46	46	34	10,7	10,3

Man erkennt hieraus, daß der Injektor nicht geeignet ist, Wasser zu speisen, dessen Temperatur mäßige Grenzen überschreitet, was auch die Erfahrung bestätigt. Allgemein hat er daher nur bei Lokomotiven, die mit kaltem oder schwach erwärmtem Wasser gespiesen werden, Eingang gefunden.

Da der Injektor mit dem Wasser ziemlich viel Luft in den Kessel führt, so macht sich bei Kondensationsmaschinen ein gesteigerter Luftdruck im Kondensator bemerkbar, welche Steigerung gegenüber Kesseln, die mit Kolbenpumpen gespiesen werden, bis zu 0,07 Atm. beträgt.

Der Dampfstrahl vermag im Gehäuse des Injektors nur eine schwache Luftverdünnung hervorzubringen, so daß die Saughöhe höchstens sein kann: für Niederdruckdampf 1,5 m, für Hochdruckdampf 2 m. Gewöhnlich geht man beziehungsweise nicht über 1,2 m und 1,5 m hinaus.

Der Injektor darf nicht beliebig tief unter dem Niveau des Wassers im Kessel angebracht werden. Erfahrungen zeigen, daß diese Tiefe nicht übersteigen darf: 2 m bei Niederdruck, 1,5 m bei Mitteldruck und 1 m bei Hochdruck für jede Atmosphäre Ueberdruck.

In Bezug auf den Wirkungsgrad gehört der Injektor zu den vorzüglichsten Einrichtungen. Die Wärme, welche zu seinem Betriebe verwendet wird, zerfällt in folgende Theile:

a) Wärme zur Hervorbringung der lebendigen Arbeit des Dampfstrahles. Diese Wärme zerfällt in zwei Theile. Der eine Theil geht als Arbeit auf das Speisewasser über und gelangt als Wärme in den Kessel; der andere Theil geht, während der Dampf das Wasser stößt, als Arbeit verloren, verwandelt sich in Wärme und tritt als solche in den Kessel.

b) Wärme zur Erhöhung der Temperatur des Speisewassers.

c) Wärme zum Heben des Speisewassers und

d) Wärme, welche wegen Wasser- und Dampfverlusten, Abkühlungen ꝛc. nicht in den Kessel tritt, daher verloren geht.

Dieser letztere Theil ist verhältnißmäßig klein, daher der Wirkungsgrad groß.

Versuche über den Effekt des Giffard'schen Injektors sind in der Ztschr. d. österr. Ing. V. 1860, Heft 4, 5 und 7, und im Civilingenieur 1860 Heft 5 und 6 mitgetheilt.

4.

Vorwärmung des Speisewassers durch den Abdampf.

Da die dem Kessel durch die heißen Gase mitzutheilende Wärmemenge um so kleiner wird, je wärmer das ihm zugeführte Speisewasser

ist, so erweist es sich als zweckmäßig, dasselbe in angewärmtem Zustande nach dem Kessel zu leiten.

Dieser Zweck wird erreicht, indem man die Wärme verwendet, welche dem Dampf nach erfülltem Hauptzweck noch bleibt.

Bei Heizungen läßt man das Kondensationswasser direkt in den Kessel zurückfließen oder, wo dieß nicht möglich, z. B. wegen der hohen Lage des Kessels, in einen Behälter gelangen und von da aus möglichst heiß durch eine Pumpe in den Kessel treiben.

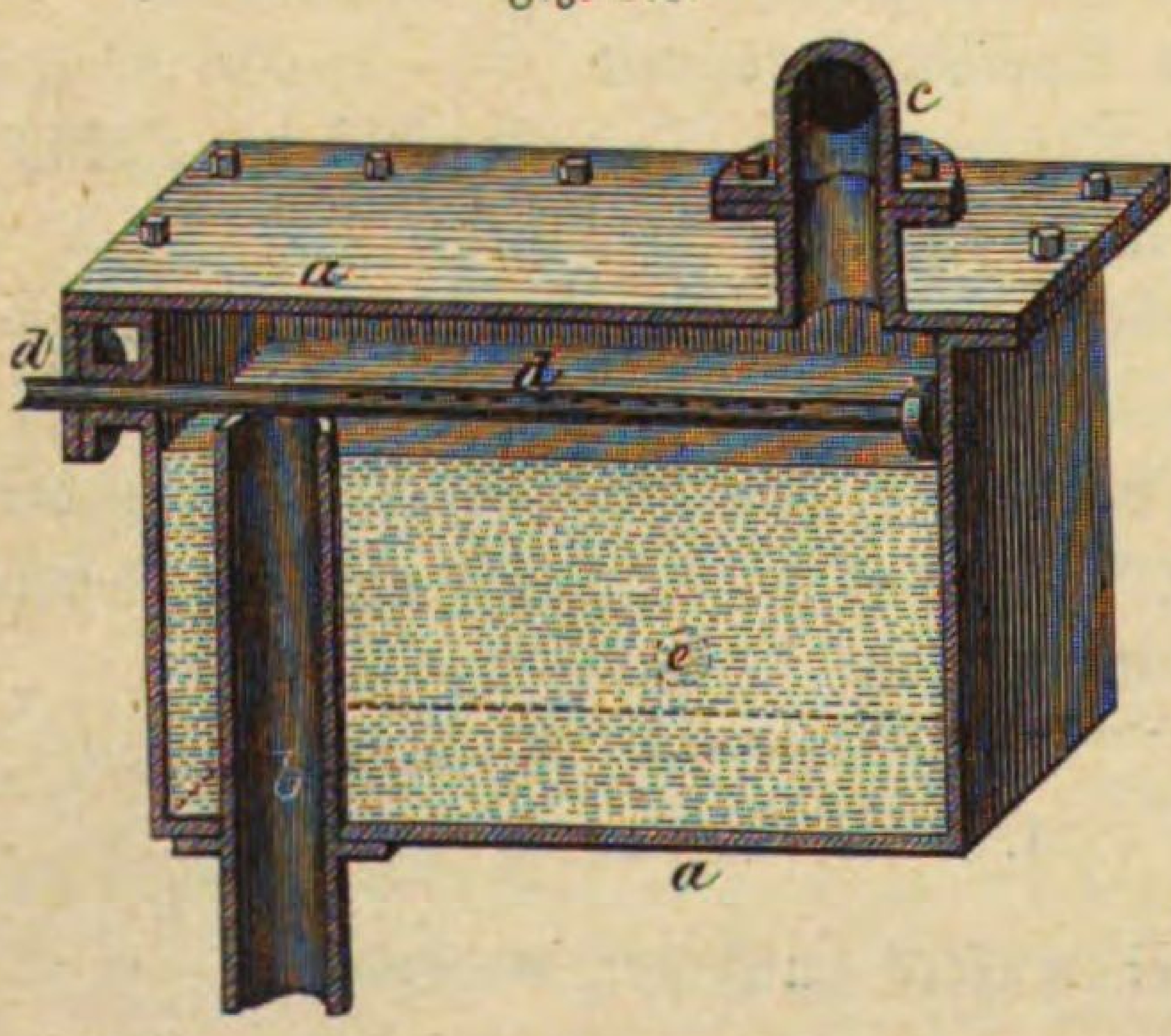
Bei allen Dampfmaschinen-Systemen kann der abgehende Dampf mehr oder weniger zum Vorwärmen des Speisewassers benutzt werden. Es sind folgende möglich:

Der Dampf mischt sich mit kaltem Wasser und bildet warmes Wasser, das zum Speisen verwendet wird; oder der Dampf erwärmt das kalte Wasser, ohne sich mit ihm zu mischen.

1. Der Dampf mischt sich mit kaltem Wasser. In diesem Falle führt der Dampf Fettbestandtheile aus der Maschine in das Speisewasser. Theile dieses Fettes gelangen daher in den Kessel und schaden demselben. Dieses Princip ist daher weniger empfehlenswerth als das andere, wo eine Mischung nicht stattfindet. Das Mischungsprincip kommt vor:

a) Bei gewöhnlichen Kondensationsmaschinen. Der Dampf gelangt in den Kondensator und wird in demselben durch kaltes Wasser kondensirt. Die Mischung erhält eine Temperatur von 30—35° und wird durch eine Pumpe fortgeschafft. Dieses Wasser wird nicht allgemein als Speisewasser benützt, weil verschiedene Kesselkonstrukteure damit unangenehme Erfahrungen gemacht haben. Um es anzuwenden, sollte vorher das Fett theilweise oder ganz aus demselben ausgeschieden werden.

Fig. 103.

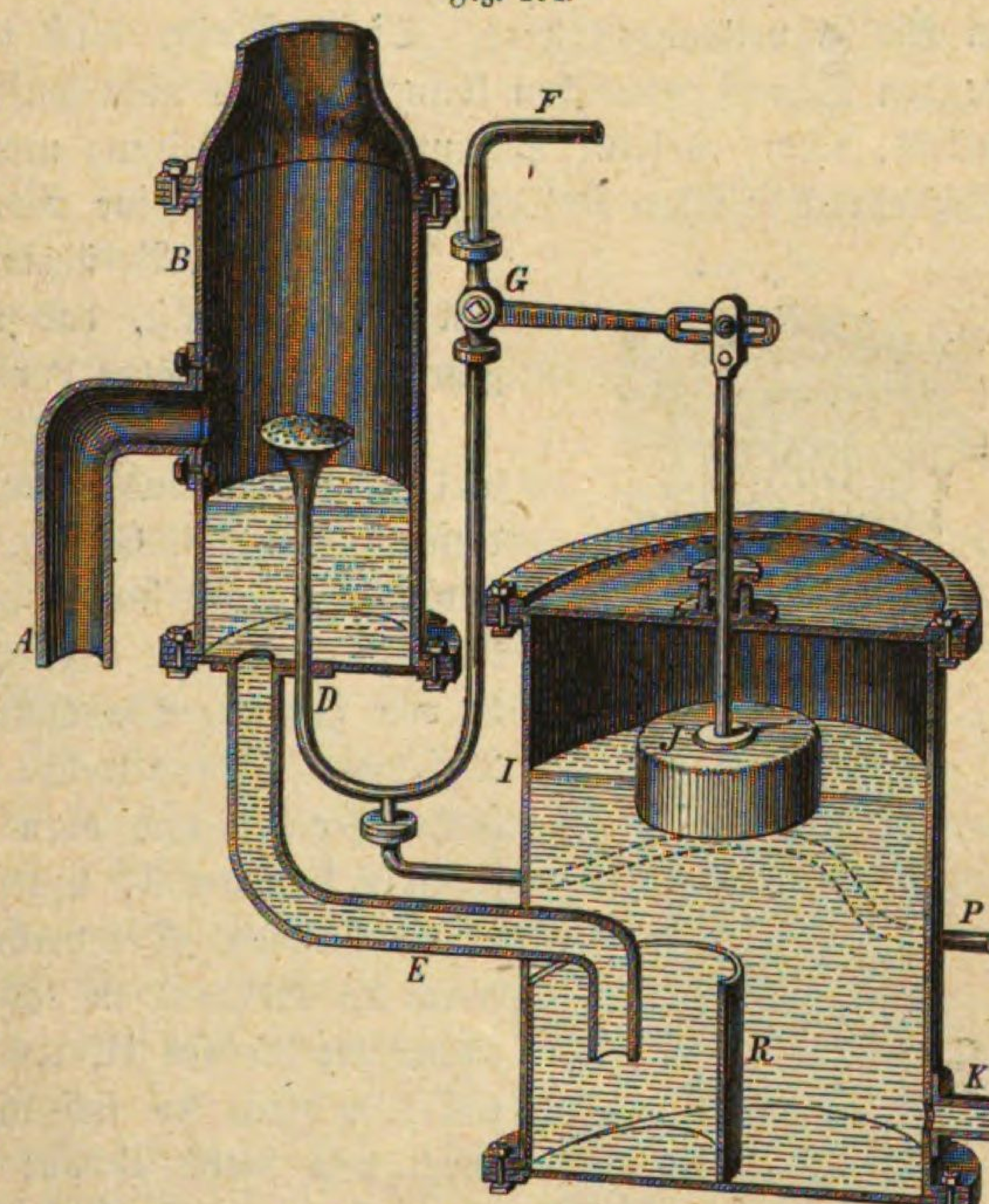


b) Bei Hochdruckmaschinen ohne Kondensation. Ein sehr gewöhnlicher Mischungs-Vorwärmer ist der in Fig. 103 dargestellte. a ist ein hölzerner oder gußeiserner Kasten von dem 12- bis 14-fachen Inhalte des Dampfcylinders. In diesen mündet das Ausblaserohr b ein und reicht bis nahe an den Deckel des Kastens. Das angesaugte Wasser tritt durch das nach innen horizontal verlängerte Rohr d ein, welches

an seinem Umfange viele kleine Löcher hat, aus denen das Wasser in feinen Strahlen ausspritzt. Durch das Rohr e fließt das von dem durchströmenden Dampf angewärmte Wasser der Speisepumpe zu. Das Rohr c dient zum Abführen des nicht kondensirten Dampfes.

Fig. 104 zeigt den Vorwärmer von Legris und Choisy. Durch das Rohr A tritt der verbrauchte Dampf in das Ausblaserohr B, und in dasselbe wird auch das kalte Wasser durch ein Rohr F D eingeführt, welches in den Boden des Ausblaserohrs einmündet und oben in eine Brause endigt. Das kalte Wasser wird durch die Berührung mit dem Dampfe angewärmt und fließt dann durch das Rohr E in das Reservoir I, in welchem zum Absetzen erdiger Theile die Abtheilung R angebracht ist. Das Rohr P dient zum Ablassen von Luft und Dampf, welche zeitweise in der Leitung D F sich ansammeln. K ist das Saugrohr der Speisepumpe. Der Zufluß des kalten Wassers kann durch einen Schwimmer J regulirt werden, welcher vermittelst eines Hebels auf die Axe eines Hahnen G in der Rohrleitung D F wirkt.

Fig. 104.



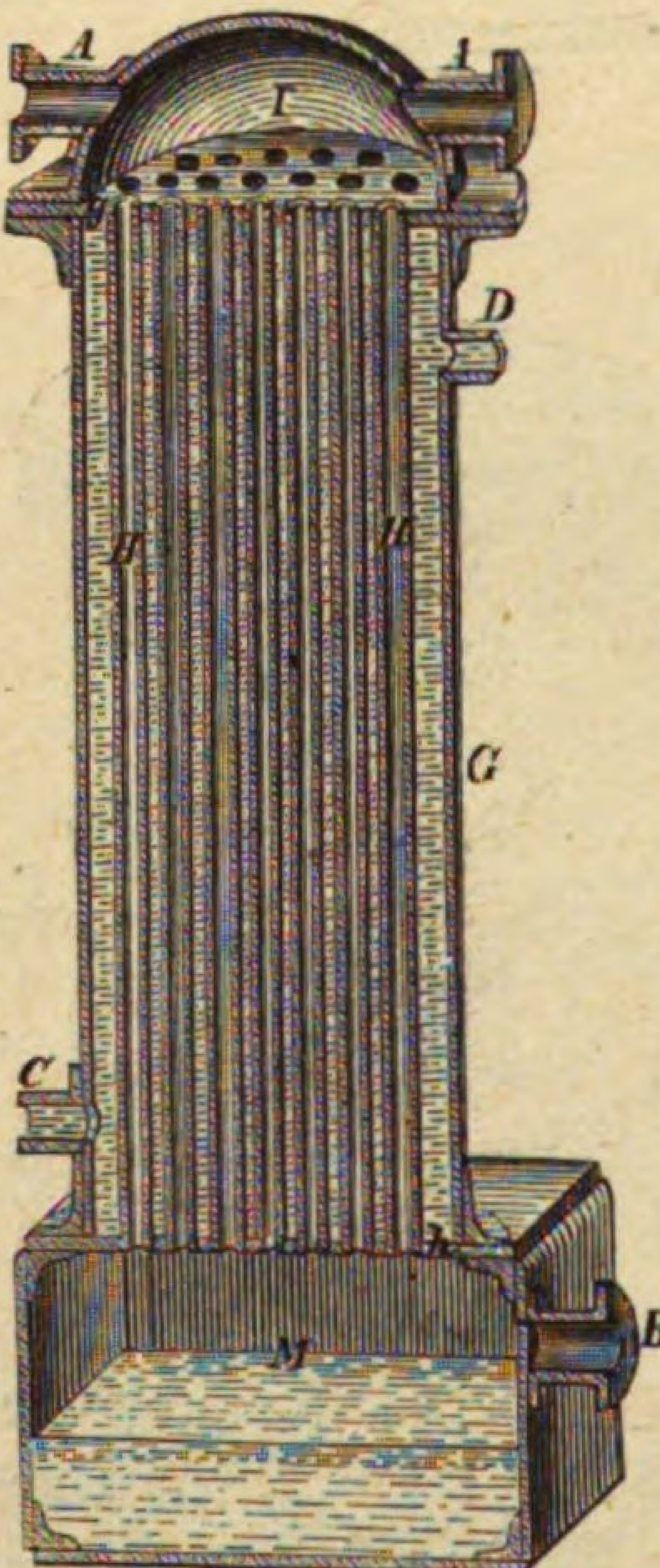
2. Der Dampf erwärmt das Speisewasser, ohne sich mit demselben zu mischen. Es sind zwei Fälle möglich:

a) Bei Kondensationsmaschinen. Der Dampf, indem er vom Cylinder nach dem Kondensator fließt, streicht um ein Röhrensystem herum, welches das Speisewasser enthält, oder bewegt sich in einer Röhre, umgeben vom Speisewasser. Während dieses Durchgangs gibt der Dampf etwas Wärme an das Speisewasser ab; es kondensirt sich dadurch ein kleiner Theil Dampf, der andere größere Theil wird

dagegen im Kondensator in Wasser verwandelt. Die Anlage muß so getroffen werden, daß der Gegendruck auf den Kolben der Dampfmaschine nicht erhöht wird.

b) Bei Hochdruckmaschinen ohne Kondensation. Der Dampf, indem er aus dem Cylinder ins Freie abfließt, durchstreicht zuerst das Speisewasser. In der Dampfröhre, welche vom Speisewasser umgeben ist, kühlt sich der Dampf so ab, daß ein Theil davon in Wasser verwandelt wird. Dieses Wasser muß mit dem übrig bleibenden Dampf entweichen können; jedoch nicht aufwärts, sondern abwärts, damit es keine Stauung in der Leitung und somit auch keinen Gegendruck auf den Kolben der Dampfmaschine ausübt.

Fig. 105.



Der einfachste Berührungsvorwärmer dieser Art ist ein Gefäß, das von einer abwärts gehenden Spiralröhre durchzogen ist.

Der Vorwärmer von Belly und Chevalier besteht aus einem vertikalen, cylindrischen Blechgefäß G (Fig. 105), welches durch zwei Böden g und h oben und unten geschlossen ist. In demselben liegt eine Anzahl Röhren H von geringer Wandstärke und 20 bis 50 Millimeter Weite, welche durch beide Böden hindurch gehen und oben in eine halbkugelförmige Kammer I, unten in ein Reservoir M ausmünden. Der verbrauchte Dampf tritt durch die Röhre A in das Reservoir I, durchströmt die Röhren H, erwärmt dieselben und zieht, insoweit er sich nicht kondensirt hat, durch das Rohr B ab; das sich bildende Kondensationswasser sammelt sich im Reservoir M an. Das kalte Wasser tritt durch das Rohr C in das Gefäß G, vertheilt sich um die Röhren H, erwärmt sich an denselben und wird durch das Rohr D von der Speisepumpe weggesaugt.

5.

Wasserstandszeiger.

Als Mittel, den Wasserstand am Kessel zu erkennen und hiernach das Bedürfniß der Speisung beurtheilen zu können, wendet man an:

Schwimmer, Probirhahnen und Wasserstandsgläser.

Der Schwimmer besteht aus einem hohlen, aus zwei Kugel-

segmenten zusammengesetzten Blechgefäß oder aus einem Stein von 20 bis 30 Kil. Gewicht, der vermöge der Vorrichtung zur Hälfte ins Kesselwasser eintaucht und sich mit dem Wasserspiegel hebt und senkt.

Die Bewegung des Schwimmers wird nun durch die Kesselwand hindurch übertragen entweder durch eine wagrechte Drehaxe, Fig. 106 und 107, oder durch eine vertikale Stange, welche durch eine in der obern Wand des Kessels angebrachte Stopfbüchse geht oder durch magnetische Wirkung.

Fig. 106

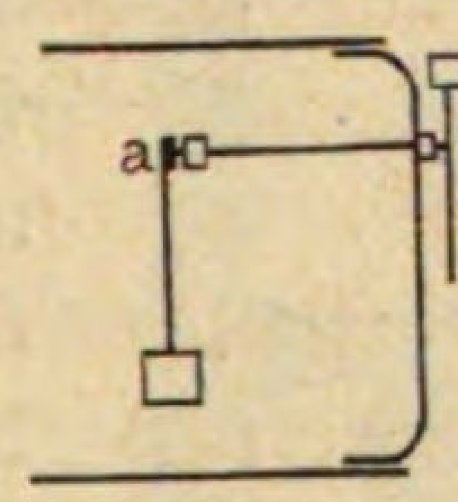


Fig. 107.

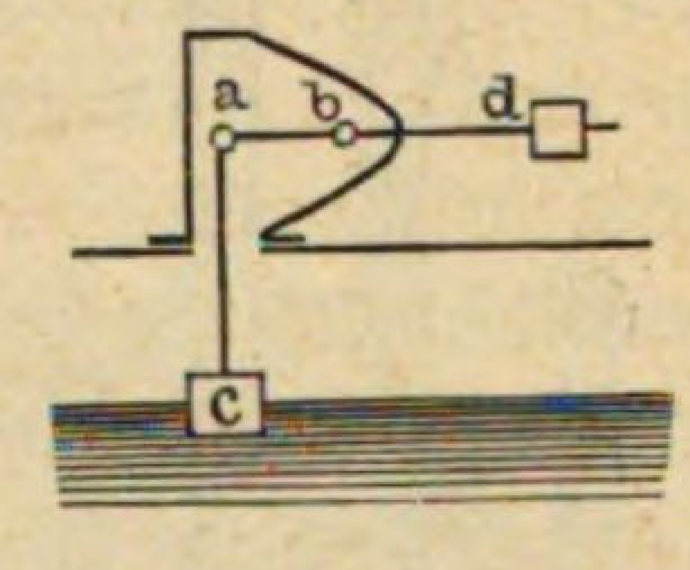


Fig. 106 ist ein horizontaler Schnitt durch den Schwimmer. Steigt der Schwimmer, so dreht sich die Axe a b und damit auch ein Zeiger außerhalb des Kessels bei b. In der Verlängerung dieser Zeigerstange liegt das Gegengewicht.

In Fig. 107 ist der Schwimmer an einen liegenden Hebel a d aufgehängt, der sich um eine wagrechte Axe bei b drehen kann. Der Theil a b davon ist im Innern des Gehäuses, der andere Theil außerhalb des Kessels.

Häufig ist der Schwimmer vermittelst eines Drahtes, welcher durch eine Stopfbüchse in den Kessel eingeführt ist, wie Fig. 94 auf S. 187 zeigt, an dem Hebel aufgehängt. Der Hebel selbst ist des leichteren Ganges wegen auf eine Schneide, statt auf eine cylindrische Axe, aufgelagert. Statt des doppelarmigen Hebels kann man sich auch einer Leitrolle bedienen und über diese eine Kette legen, welche auf der einen Seite an den Schwimmerdraht angeschlossen ist und auf der andern das Gegengewicht trägt. Die Höhe des Wasserspiegels wird an einer hinter dem Gegengewichte angebrachten, festen Skala abgelesen, oder man versieht das Gestelle der Rolle mit einem vertikal nach oben gerichteten, festen Zeiger und den Umfang der Rolle, welcher dem Zeiger zunächst liegt, mit einer Eintheilung, und liest auf dieser ab.

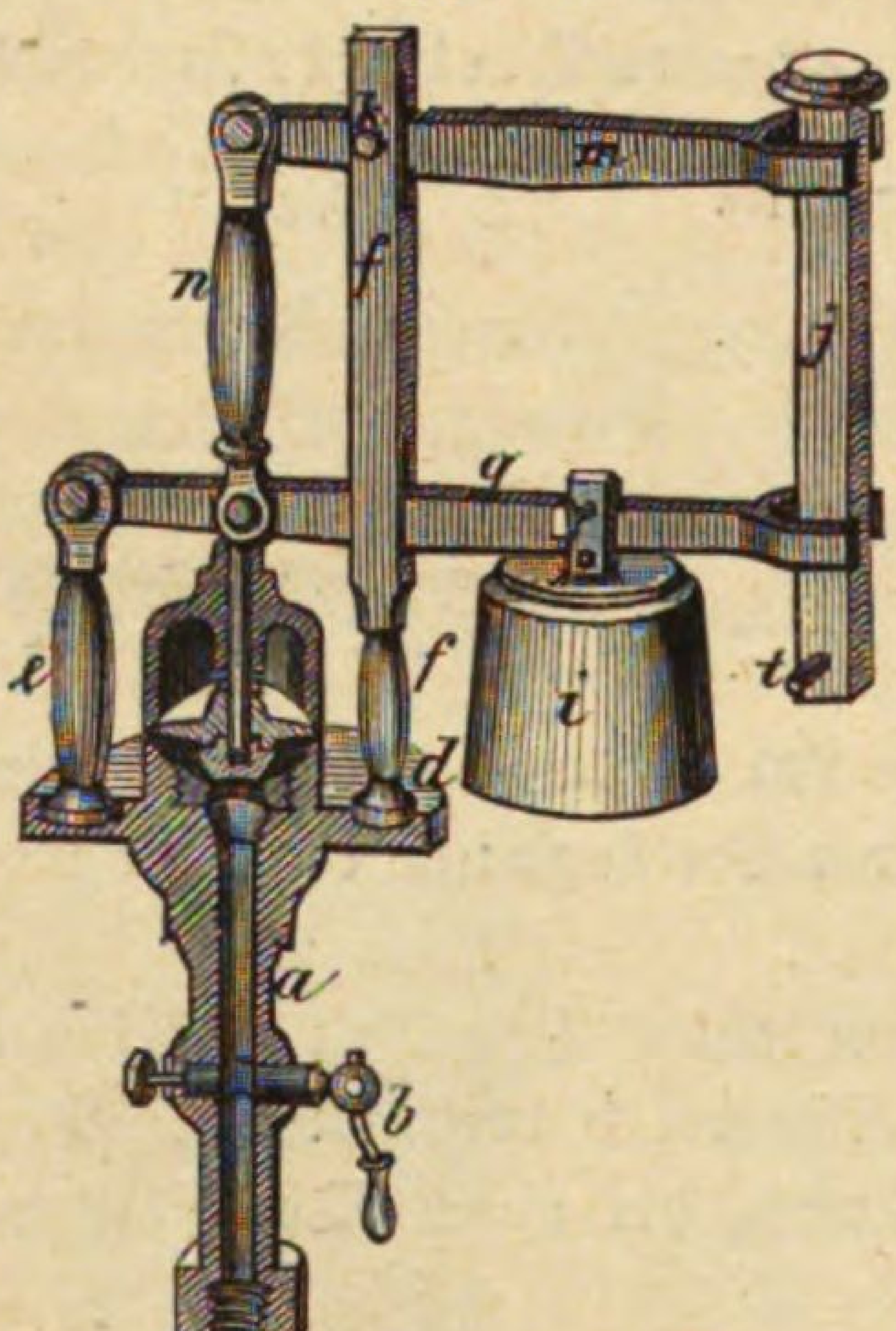
Der Schwimmerdraht bleibt leicht in der Stopfbüchse stecken, da sich dieser Draht im Kessel mit Kesselstein und außerhalb mit Staub bedeckt. Deßhalb sind die vorerwähnten Schwimmer sicherer, weil sich immer derselbe Theil der Stange drehend in der Stopfbüchse bewegt.

Es ist zweckmäßig, den Schwimmer in ein innerhalb des Kessels befestigtes, durchlöchertes Gefäß einzuhängen, damit die Wallungen des siedenden Wassers möglichst wenig Einfluß auf denselben ausüben.

Häufig versieht man auch die Schwimmer mit Lärmvorrichtungen, welche den Wärter aufmerksam machen, wenn der Wasserspiegel bis zu einer gefährlichen Grenze gefallen ist (Lärmschwimmer,

Alarmschwimmer). Eine solche Lärmvorrichtung zeigt Fig. 108. a ist eine mit einem Hahnen b versehene Röhre, welche auf dem Dampfkessel befestigt ist. Ueber der Flantsche d an der Röhre erheben sich zwei Säulen e und f. Die kürzere derselben trägt die Drehaxe für einen Hebel g, welcher die scharfe Kante der Pfeife gegen ihren Sitz niederdrückt und auf seiner Verlängerung ein Ausgleichungsgewicht i trägt. An seinem hinteren Ende hat der Hebel eine Gabel, in welcher die flache Stange j frei auf und niederspielen kann; und an dieser Stange ist vermittelst eines Vorsteckers t der Schwimmerdraht befestigt. Die längere Säule f trägt an ihrem oberen Ende einen Drehbolzen k, und um diesen dreht sich der Hebel m, der an dem einen Ende durch eine Gelenkstange n mit dem Hebel g verbunden ist und an dem andern wieder vermittelst einer Gabel die Stange j umfaßt. So lange der Wasserstand im Kessel ein normaler ist, bilden die Hebel m und g und die Stangen n und j ein Parallelogramm. Wenn aber der Wasserspiegel bis in seinen tiefsten zuläßigen Stand sinkt, so drückt der am oberen Ende der Stange j angebrachte Aufsatz gegen den Hebel m und hebt dadurch die Zugstange n und den Hebel g. Da dieser nun keinen Druck auf die Pfeife mehr ausübt, so kann der Dampf durch dieselbe ausströmen und sie zum Ertönen bringen. Die Pfeife kommt aber auch in Thätigkeit, wenn der Wasserstand ein zu hoher ist. Dann greift der Vorstecker t am Hebel g an, hebt diesen und entlastet so die Pfeife.

Fig. 108.



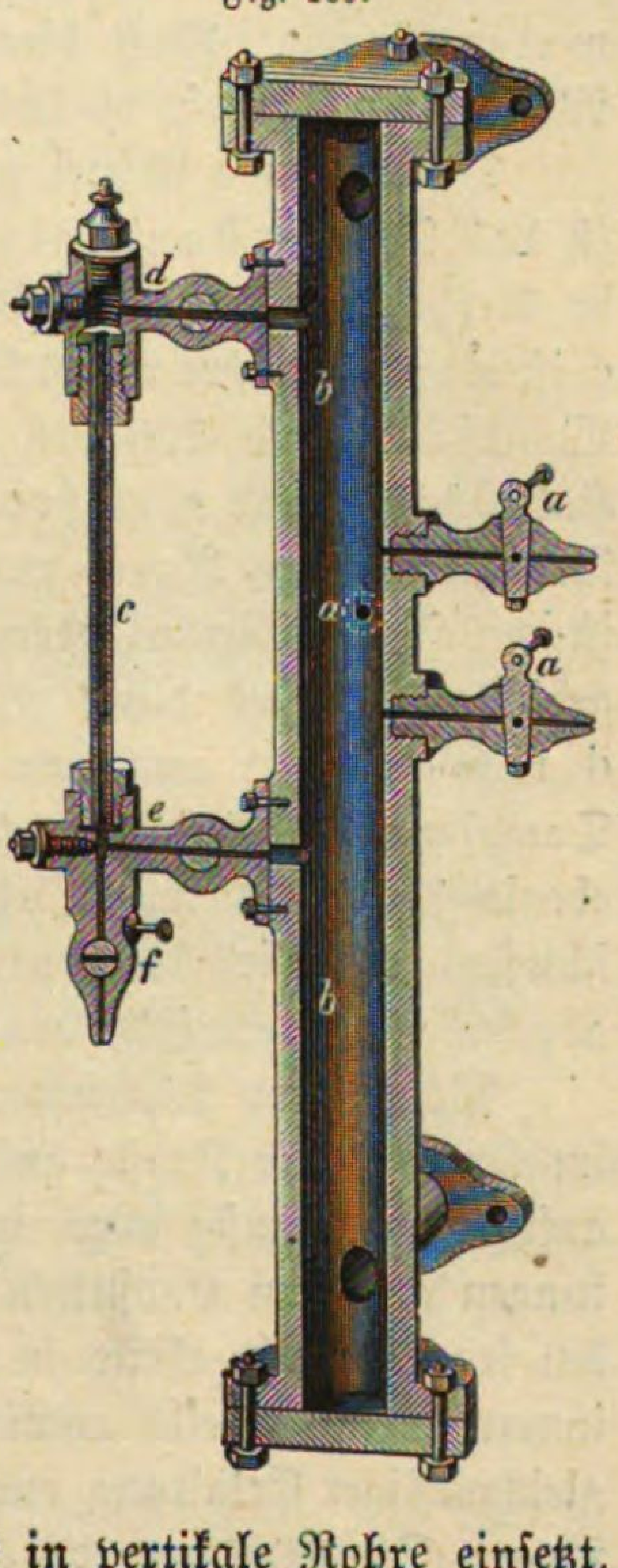
Lethuillier-Pinel hat die magnetische Uebertragung in folgender Weise mit gutem Erfolg bewerkstelligt: Ein Schwimmer ist durch eine vertikale Stange mit einem ebenfalls vertikalen Hufeisenmagnete verbunden, dessen Polenden nach oben liegen und rechtwinklig umgebogen sind. Der Magnet ist in ein über dem Kessel befestigtes Metallgehäuse eingeschlossen. Gegen die den Polen des Magnetes zunächst liegende Außenfläche des Gehäuses, welche mit einer Skala versehen ist, legt sich ohne alle weitere Verbindung ein eiserner oder stählerner Zeiger an, welcher durch die metallene Gefäßwand hindurch vom Magnete angezogen wird und den Bewegungen desselben folgt. Der Apparat

ist überdieß noch mit einer Lärmvorrichtung versehen, welche sich in Thätigkeit setzt, wenn der Wasserspiegel bis zu seinem tiefsten zulässigen Punkte sinkt.

Franklin's magnetischer Wasserstandszeiger hat eine horizontal liegende Schwimmerstange, welche durch die Kopfplatte des Kessels drehbar hindurchgelegt ist. Das innere Ende derselben ist rechtwinklig, aber ebenfalls in horizontaler Ebene, umgebogen und trägt den Schwimmer, das äußere einen in ein Gehäuse eingeschlossenen Magnet, welcher mit der Schwimmerstange sich dreht. Auf einem Zifferblatte vor dem Magnete ist ein stählerner Zeiger frei aufgehängt, welcher den Bewegungen des Magneten folgt und somit die Stellung desselben, so wie der Schwimmerstange und des Schwimmers anschaulich macht.

Ein sehr einfaches Mittel, den Wasserstand zu erkennen, sind die Probir- oder Wasserstandshahnen. Sie gewähren aber nur dann hinreichende Sicherheit, wenn die Wallungen im Kessel nicht zu groß sind; also vorzüglich bei Kesseln mit großer Heizfläche und großem Wasserraume.

Fig. 109.



Die einfachste Anordnung der Probirhahnen besteht darin, daß man an die Kopfplatte des Kessels zwei bis vier, gewöhnlich drei Hahnen anschraubt, die über, in und unter dem Normalwasserstande in je ungefähr 50 bis 80 Millim. Entfernung von einander liegen. Durch Eröffnen der einzelnen Hahnen erkennt der Heizer, ob im Niveau derselben sich Wasser oder Dampf befindet. In Fig. 109 sind die Probirhahnen a nicht an die Kopfplatte selbst, sondern an ein mit dieser verbundenes Rohr b angeschraubt, welches oben mit dem Dampfraum, unten mit dem Wasserraum des Kessels in Verbindung steht. Durch Einschaltung dieses Rohres werden die Niveauschwankungen, denen der Wasserspiegel im Kessel unterworfen ist, etwas vermindert.

Man kann auch die Probirhahnen über dem Kessel anbringen, indem man sie in vertikale Rohre einsetzt, welche in den Kessel einmünden. Das eine dieser Rohre reicht bis zum normalen Wasserspiegel, das zweite bis 50 Millim. über denselben und

ein drittes 50 Millim. unter ihn. Allenfalls genügen hierzu auch zwei, und zwar das erste und dritte.

Es ist sogar ein einziges vertikales Rohr mit einem Hahnen ausreichend, wenn das Rohr in einer Stopfbüchse verschiebbar gemacht wird und die Höhenstellung desselben, bei welcher Dampf oder Wasser auszuströmen beginnt, an einer Skala abzulesen ist. Zweckmäßiger noch ist es, das Rohr in die freiliegende Kopfplatte des Kessels horizontal einzulegen und im Innern mit einem nach oben rechtwinklig gebogenen Knie zu versehen. Ein am Rohr angebrachter Zeiger, der sich vor einem festen Zifferblatt bewegt, gibt an, bei welcher Stellung das Rohr Wasser zu schöpfen anfängt.

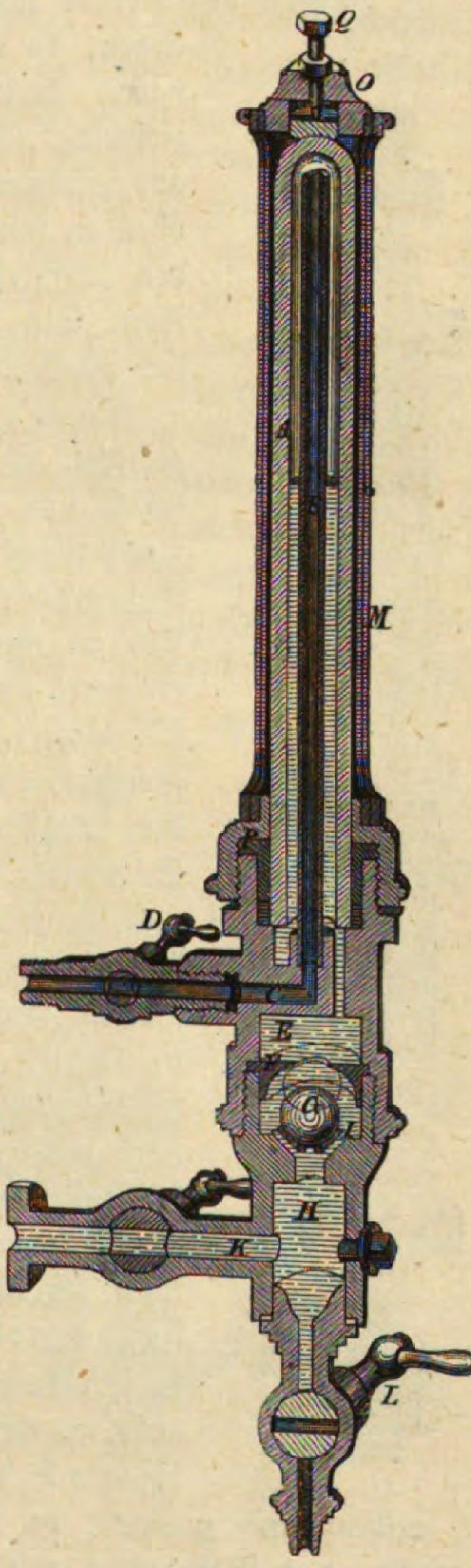
Probirventile haben vor den Probirhahnen den Vorzug, daß sie weniger leicht undicht werden. Die an die Kopfplatte des Kessels angeschraubten Rohre sind hier, statt durch Hahnen, durch Ventile geschlossen, welche durch Hebel oder Schrauben von ihren Sitzen abgehoben werden können. Auch hier erkennt der Heizer an dem ausfließenden Wasser oder Dampf, ob das Wasser im Kessel hoch genug steht oder nicht.

Das sicherste Mittel zur Beobachtung des Wasserstands im Kessel ist das Wasserstandsglas. Die gewöhnlichste Einrichtung desselben in Verbindung mit den Probirhahnen zeigt Fig. 109 auf vorst. S., c ist eine Glasröhre von 6 bis 12 Millim. lichter Weite, 4 bis 6 Millim. Wandstärke und 200 bis 300 Millim. Länge; dieselbe wird in die Hahnstücke d und e geschoben und trifft in denselben gegen feste Ränder. Der ringförmige Raum zwischen den Hahnstücken und der Glasröhre ist mit Hanf, Gummi oder irgend einem andern Liderungsmaterial abgedichtet, welches durch Muttern eingepreßt wird. Durch die Hahnen d und e strömt aus dem mit dem Kessel kommunicirenden Rohre b Dampf und Wasser in die Glasröhre, so daß der Wasserstand in dieser ebenso hoch, als im Kessel ist. Der Hahnen f ist für gewöhnlich geschlossen und wird dann geöffnet, wenn das Wasser aus der Glasröhre abgelassen werden soll. a a a sind die oben beschriebenen Probirhahnen.

Mängel der Wasserstandsgläser sind, daß sie leicht springen, bald im Innern eine Kruste ansetzen, welche die Durchsichtigkeit des Glases aufhebt und häufig durch irgend welche physikalische oder chemische Wirkungen an ihren Endstellen im Innern zerstört werden. Das Springen hat seine Ursache theils in der Ausdehnung des Glases, theils in dem innern Druck, theils endlich und hauptsächlich in plötzlicher oder ungleichmäßiger Erkaltung durch einen von außen zutretenden kalten Luftstrom. Die Kruste an der innern Wandfläche besteht aus einem erdigen Niederschlage, welcher sich aus unreinem Kesselwasser absetzt und das Glas trübe macht.

Um das Zerspringen eines Wasserstandsglases möglichst ungefährlich zu machen, versieht Reuleaux dasselbe mit einem Kugelventil, welches im Falle des Zerspringens den Wasseraustritt selbstthätig absperrt. Die Einrichtung dieses Wasserstandsglases zeigt Fig. 110. Das Glasrohr A ist oben geschlossen und steht nur an seinem unteren Ende mit dem Dampfkessel in Verbindung. Der Dampf tritt durch ein Rohr C, welches mit dem Kessel kommunicirt und vermittelst eines Hahnens D abgeschlossen werden kann, in das enge Messingröhrchen B und die Kuppel des Glasrohres A. Durch das Rohr K steht die Kammer H mit dem Wasserraume des Kessels in Verbindung, und zwischen der Kammer H und der darüber liegenden Kammer E befindet sich der Ventilsitz F, dessen Ventil G im normalen Zustande bei I aufruht. Hier sind seitlich neben der Kugel Einschnitte angebracht, durch welche das Wasser ungehindert nach oben und unten sich bewegen kann. Der Hahnen L dient zum Entleeren und Ausblasen.

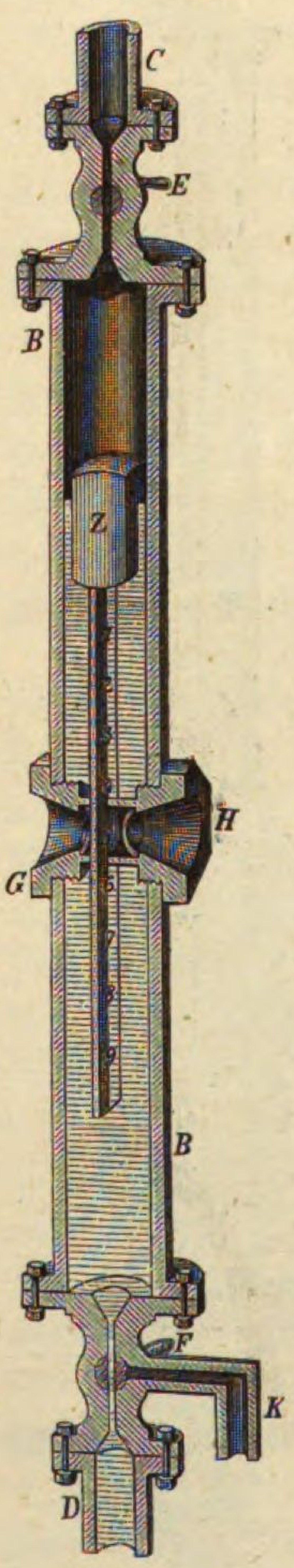
Fig. 110.



Das Glasrohr A erfährt durch die Spannung des Dampfes stets einen Druck nach oben, der es aus der Stopfbüchse bei P hinaus zu treiben sucht. Dieß wird dadurch verhindert, daß auf die Kapselmutter P eine durchbrochene Messingsäule M aufgesetzt ist, welche oben in einen Aufsatz O endigt; durch diesen Aufsatz ist eine Preßschraube Q gesteckt, welche durch Vermittelung eines Gummipolsters die Kuppel des Glasrohrs niederdrückt. Ueber die durchbrochene Säule M kann man dann noch eine durchbrochene Hülse aufschieben und durch angemessene Drehung der letzteren, welche mit sanfter Reibung auf der Säule beweglich ist, das Glasrohr nach Belieben verdecken oder dem Auge zugänglich machen.

Das Spiel des Apparats ist folgendes: Sind seine beiden Zugänge geöffnet, so tritt das Wasser durch H und E, der Dampf durch B in die Glasröhre, wobei der Wasserspiegel sich so hoch erhebt, wie er im Innern des Kessels steht. Das Ventil G bleibt dabei ruhig liegen, da es von allen Seiten gleich stark gedrückt wird. Tritt aber der Fall ein, daß die Glasröhre zerspringt, so beginnen zunächst Wasser und Dampf auszuströmen; da aber zugleich der Dampfdruck von oben zu wirken aufhört, so wird die Kugel G durch den Wasserstrom in die Höhe geführt und gegen ihren Sitz gepreßt, wodurch zugleich der Austritt des Wassers abgeschnitten wird.

Fig. 111.



Schol's Wasserstandsglas ist in Fig. 111 abgebildet. B ist ein metallenes Wasserstandsrohr von 60 Millim. lichter Weite, C und D sind die Kommunikationsröhren für den Kessel, G und H kurze Röhrenstücke mit konischen Bohrungen. Die letzteren sind an ihren innern Enden um einige Millimeter erweitert und bilden dadurch Sitze für hohle Gläser (Uhrgläser), welche, die konkave Seite nach außen gerichtet, die inneren Oeffnungen verschließen. Mit dem Wasserspiegel im Rohre B bewegt sich ein Schwimmer Z auf und nieder, an welchem eine gläserne Stange mit numerirter Skala befestigt ist. An der Zahl, welche zwischen den Hohlgläsern sichtbar wird, erkennt der Heizer den Wasserstand im Kessel.

Vorzüge dieses Wasserstandszeigers sind, daß er nicht leicht zerbrechlich ist und daß die Durchsichtigkeit desselben nicht in so hohem Maße, wie bei den gewöhnlichen Wasserstandsgläsern, vermindert werden kann. Sollte je ein Glas springen oder zu undurchsichtig werden, so kann das Einwechseln eines andern in sehr kurzer Zeit und mit einem geringen Kostenaufwand erfolgen, indem man vermittelst der Hahnen E und F die Kommunikation zwischen B, C und D aufhebt und zugleich, da F ein Dreiweghahn ist, dieselbe mit K herstellt, das Röhrenstück mit dem alten Glase abschraubt und ein neues Glas einsetzt.

Die Probirhahnen und die Gestelle zu den Wassergläsern müssen so konstruirt sein, daß sie leicht gereinigt, d. h. durchgestoßen, werden

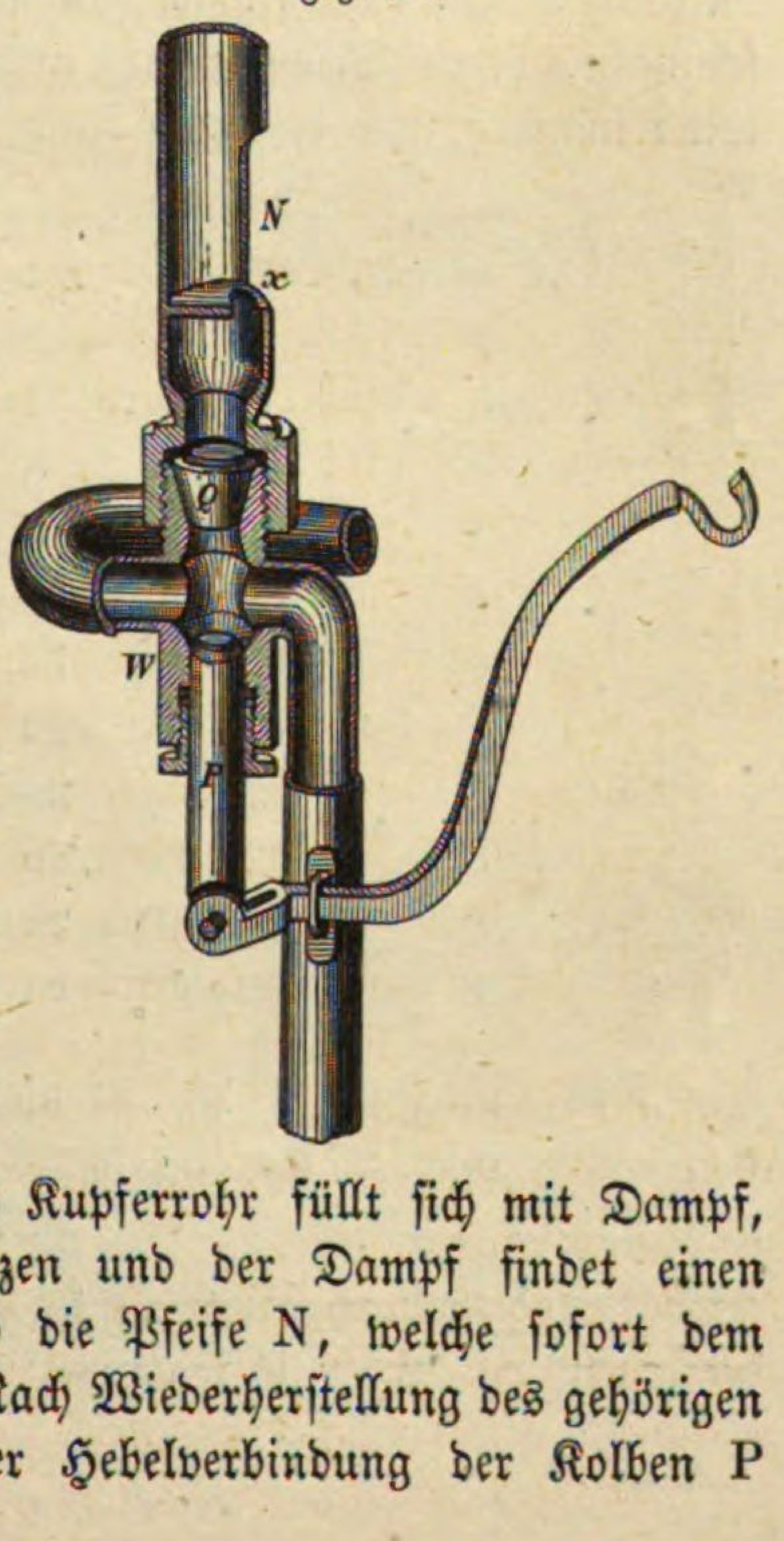
können und zwar nicht nur, wenn der Kessel kalt ist, sondern wenn er in Betrieb steht.

Der Black'sche Sicherheitsapparat dient dazu, bei gefährlich tiefem Wasserstande ein Warnungszeichen zu geben. Durch die Kesseldecke geht dampfdicht ein vertikales, ungefähr 40 Millim. weites Kupferrohr, welches unten 50—70 Millim. über der höchsten Stelle der Züge ausmündet und auf 1,6 bis 2,6 Meter Höhe über den Kessel sich erhebt, so daß darin aufsteigendes Kesselwasser bis zu 50—44° C. abgekühlt wird. Dieses Rohr, von welchem Fig. 112 den obern Theil zeigt, ist bei U rechtwinklig umgebogen, weiter aufwärts aber schraubenförmig gewunden und am äußersten Ende V verschlossen. In der Mitte des horizontalen Theils U ist das Rohr durch ein kurzes, oben und unten offenes vertikales Rohrstück W, welches in Fig. 113 besonders gezeichnet ist, unterbrochen. Ein Kolben P, der durch eine Stopfbüchse geht, verschließt das Rohrstück W unterhalb, während der Verschluß oberhalb durch einen Pfropf Q aus einer leichtflüssigen, bei ungefähr 100° C. schmelzbaren Metalllegirung bewirkt wird.

Fig. 112.



Fig. 113.



So lange der Wasserstand im Kessel nicht zu niedrig wird, befindet sich die untere Mündung des vertikalen Kupferrohrs unter Wasser, welches unter der Einwirkung des Dampfdrucks bis in die Schraubenwindungen aufsteigt, wobei das äußerste geschlossene Ende zur Aufnahme der etwa angesammelten atmosphärischen Luft dient. Das Wasser ist hierbei, wie oben bemerkt, so weit abgekühlt, daß ein Schmelzen des Pfropfes Q nicht eintreten kann. Sinkt dagegen das Wasser bis zu einem gefährlichen Niveau, so fällt plötzlich die Wassersäule nieder, das Kupferrohr füllt sich mit Dampf, der Pfropf Q kommt zum Schmelzen und der Dampf findet einen Ausweg durch die Oeffnung x und die Pfeife N, welche sofort dem Heizer das Warnungszeichen gibt. Nach Wiederherstellung des gehörigen Wasserstandes wird vermittelst einer Hebelverbindung der Kolben P

gehoben, dadurch das Ausströmen des Dampfes unterbrochen und dann ein neuer Pfropf eingesetzt.

Das k. pr. Hüttenamt zu Königshütte hat mit diesem Apparate umfassende Versuche anstellen lassen, nach welchem sich dem Apparate Wirksamkeit nicht absprechen läßt; doch sind mehrere Nebenumstände, namentlich die Wallungen des Kesselwassers, der Eintritt des Speisewassers und plötzliche Verminderung des Dampfverbrauchs von großem Einfluß auf dieselbe. Er ist hiernach nur da brauchbar, wo der Dampfraum des Kessels verhältnißmäßig groß ist und wo nicht viele und verschiedenartige Dampfkonsumenten aus mehreren mit einander verbundenen Kesseln arbeiten. Nächstdem besitzt der Apparat noch die beiden Mängel, daß er erst bei gefährlich tiefem Wasserstande in Thätigkeit tritt, und daß nach Abschmelzen des Pfropfes eine große Menge Wasser mit dem Dampf fortgerissen wird, wodurch nicht allein der Wassermangel noch vergrößert, sondern auch das Schließen des Apparates erschwert wird.

Sicherheitspfropfen der erwähnten Art bestehen aus mehreren Metallen. So erhält man aus Wismuth, Blei und Zinn solche Mischungen, deren Schmelzpunkt ändert nach dem Verhältniß der Theile untereinander, wie folgende Uebersicht zeigt.

Mischung aus Theilen von			Schmilzt bei	
Wismuth,	Blei,	Zinn.	Centigrade.	Atmosph.
8	5	3	100	1
8	8	4	112	1½
8	8	8	121	2
8	10	8	128	2½
8	12	8	134	3
8	16	14	140	3½
8	16	12	144	4
8	22	24	152	5
8	32	36	159	6
8	32	28	165	7
8	30	24	171	8

Diese Mischungen wendet man auch als Sicherheitsschrauben an, welche man in die Kesselwand an der Stelle einschraubt, die nicht von Wasser entblößt werden darf. Man kommt indessen mehr und mehr von diesem Mittel ab, weil der Schmelzpunkt nicht konstant bleibt und beim Schmelzen gewöhnlich eine Betriebsstörung entsteht.

6.

Verhütung der Kesselsteinbildung.

Enthält das Speisewasser erdige Beimengungen, so werden diese bei der Verdampfung als Schlamm oder Kesselstein zurückbleiben. Der Kesselstein legt sich fest an die Wände und führt dadurch zu mancherlei Uebelständen. Das Durchdringen der Wärme zum Wasser wird in Folge der vergrößerten Wanddicke und der schlechteren Wärmeleitung gehemmt; ferner kann das im Innern des Kessels befindliche Wasser die Kesselwand nicht gehörig abkühlen, so daß diese unter Umständen glühend wird. Die Folge hiervon ist, daß die Kesselbleche bauchig werden, durchbrennen, ja im schlimmsten Falle, wenn die Kesselsteinablagerungen eine gewisse Grenze überschritten haben, Explosionen veranlassen.

Man hat diese Kesselsteinbildung durch eigenthümliche Konstruktionen, sowie durch mechanisch und chemisch wirkende Einlagen zu verhindern oder sie unschädlich zu machen gesucht.

Als Konstruktionen dieser Art sind zu erwähnen: Kessel mit doppelten, beweglichen Böden; Hülfskessel, nach denen der Niederschlag gehen sollte; eine Welle mit Schraubenflügeln oder Armen, in denen kurze Kettenstücke aufgehängt waren, welche durch ihre Bewegung das Ansetzen des Kesselsteines unmöglich machen sollten ꝛc. Alle diese Vorkehren haben sich als ungenügend gezeigt.

Gleich mangelhaft haben sich durch Reibung wirkende Einlagen erwiesen. Als solche wurden verwendet große Massen von scharfkantigen Körpern, wie Blechschnitzel, zerstoßenes Glas, Steine u. s. w. Diese Körper mischen sich bald mit den Ablagerungen und legen sich dann noch fester an die Kesselwand an, als es der Kesselstein allein thut, beschädigen überdieß auch die Kesselwand.

Zweckentsprechender sind Schlammsammler. Es sind dieß nach oben offene, der Länge des Kessels sich hinziehende Blechgefäße, welche einen Theil der erdigen Rückstände auffangen. Die Einlagen dieser Art von Schmitz, sowie die von Popper (1869) sind so konstruirt, daß sie die Cirkulation des Wassers befördern; allein dadurch keineswegs die Festsetzung desjenigen Theiles Kesselstein verhindern, der nicht von den Sammlern aufgenommen wird. Solche Einlagen sind indessen nur bei den Kesseln möglich, welche hiefür genügenden Raum bieten.

Auf der Oberfläche des Wassers bildet sich häufig eine fettige Schaumdecke. Man hat vorgeschlagen, in der Höhe des Wasserspiegels, auf der Stirnseite des Kessels, Röhren anzubringen, um diesen Schaum abzulassen. Es sind auch solche Abschäumer in Anwendung gekommen.

Ferner wendet man Einlagen an, welche auf mechanischem Wege absondernd auf die Kesselsteintheile einwirken. Chaix empfahl 1838 als solches Mittel den Thon. Dieser bewirkt in der That in den meisten Fällen pulverförmige Ablagerungen. Er erhielt dafür von der französischen Regierung, sowie von der Mülhauser Industriegesellschaft Belohnungen. Aehnliche Dienste leisten Seifenschiefer und Talkpulver. Daß diese Mittel den Schlamm noch vermehren und das Wasser trübe machen, ist selbstverständlich.

Ein häufig angewendetes Mittel sind die Kartoffeln. Aus dem in ihnen enthaltenen Stärkemehl bildet sich ein gummiähnlicher, schleimiger Körper, welcher das Wasser trübe macht und die niederfallenden Ablagerungen mit einer schleimigen Hülle umgibt, so daß sich dieselben nicht fest an die Kesselwand anlegen können.

Aehnlich wirken fettige Substanzen. So sollen nach Kennedy die Innenwände des Kessels mit einer Mischung von 3 Theilen gepulvertem Graphit und 18 Theilen geschmolzenem Talg eingerieben werden. Es soll sich dann kein Kesselstein absetzen, vielmehr nur eine salzartige Ablagerung, welche mit dem Besen ausgekehrt werden könne. Die von Sibbald angegebene sog. Metalline, bestehend aus 8 Theilen Graphit, 8 Theilen Talg und 1 Theil Holzkohle, setze einen bräunlichen, pulverförmigen Bodensatz ab, welcher sich leicht entfernen lasse. Saegher empfahl unter dem Namen „belgisches Kesselsteinpulver" eine Mischung aus 1 Theil Holzasche, 3 Theilen gepulverter Holzkohle, 6 Theilen trockenem Theer und 10 Theilen Stearin.

Gegen die Verwendung von Fett wurden indessen von jeher Einsprachen erhoben. In einzelnen Fällen ist durch gründliche Untersuchung die Schädlichkeit desselben auf die Kessel, die Wärmeleitung und Verdampfung nachgewiesen worden. Einzelne Kesselbauer gestatten aus diesem Grunde nicht, daß das Kondensationswasser der Dampfmaschine zum Speisen verwendet wird.

Gerbstoffhaltige Substanzen sind in den verschiedensten Formen und Zusammensetzungen vorgeschlagen worden, so Gerberlohe (1839) von Johnson,[1] Eichenholz (1840) von Cavé, Kattechu (1845) von Watteau. Dahin gehören auch Lohwasser, Gelbholzscheite, Sägespäne von Mahagonyholz, Tormentillwurzel, die antipetrifying mixture von Delfosse aus gerbstoffhaltigen Substanzen mit Soda, Potasche, Kochsalz u. s. w. Aus dem kohlensauren Kalk des Wassers bildet sich unlöslicher gerbsaurer Kalk, welcher sich als Niederschlag ausscheidet, ohne sich an die Wandungen der Gefäße in fester Form anzulegen.

[1] Ferdinand Fischer, Dingler p. J. Bd. 220, 172.

Von den genannten Mitteln ist zu erwähnen, daß sie leicht in die Ventile, Hahnen, Röhren u. s. w. eindringen und möglicher Weise dadurch Uebelstände mit sich führen.

Stärkezucker, Dextrinsyrup (Winkelmanns Lithophagon), Cichorienwurzel besitzen ebenfalls die Eigenschaft, das Anlegen festen Kesselsteins zu verhindern, indem sie nur einen schleimartigen, leicht zu entfernenden Niederschlag bilden. Diese Mittel haben noch den Vortheil, daß sie weder dem sich entwickelnden Dampfe fremde Bestandtheile zuführen, noch irgend einen schädlichen Einfluß auf die Maschinentheile selbst ausüben. Sie können also besonders auch dann Anwendung finden, wenn der Dampf frei von fremden Beimischungen sein muß, wie in Färbereien, Bleichereien, Waschanstalten, Kochanstalten u. s. w.

Von der Annahme ausgehend, daß der Kesselstein meistens aus Gyps bestehe, schlug Fresenius die Anwendung von Soda oder Potasche vor. Durch den Zusatz von Soda oder Potasche wird nämlich die Ausscheidung von Gyps verhindert, weil derselbe dadurch in kohlensauren Kalk umgeändert wird, welcher als schlammiger und lockerer Bodensatz während des Kochens sich ausscheidet und in diesem Zustande leicht entfernt werden kann. Es ist jedoch hierbei zu bemerken, daß man die Soda in krystallisirtem Zustande anwenden muß, weil sie in unreinem Zustande bei längerem Gebrauche die Kesselwände angreift. Statt Soda oder Potasche kann man auch Aetzkali oder Aetznatron, durch welche statt des kohlensauren Kalkes Aetzkalk ausgeschieden wird, in den Kessel bringen. Ebenso kommen zur Verwendung Mischungen von kalcinirter Soda, gelöschtem Kalk und Knochenleim; ferner von Kalkmilch, Natronlauge und Melasse. Diese Stoffe bringen das Wasser leicht zum Aufkochen. Werden sie zu reichlich in den Kessel gebracht, so wird Wasser in die Dampfleitung getrieben.

Ritterbrandt wendet Ammoniakverbindungen an, wie Salmiak, essigsaures, salpetersaures, kohlensaures Ammoniak, um theils die Kesselsteinbildung zu verhindern, theils den schon gebildeten Kesselstein wieder aufzulösen. Unter den genannten Salzen ist seiner Wohlfeilheit halber der Salmiak mit einem kleinen Zusatze von Holzessig vorzuziehen. Aus dem im Speisewasser enthaltenen kohlensauren Kalk oder Gyps bilden sich durch den Zusatz von Ammoniakverbindungen in Wasser lösliche Kalksalze, also z. B. bei Anwendung von Salmiak, Chlorcalcium und kohlensaures oder schwefelsaures Ammoniak, kohlensaures Ammoniak, wenn das Speisewasser kohlensauren Kalk, schwefelsaures, wenn es Gyps enthält. In beiden Fällen kann sich kein fester Kesselstein bilden. In Färbereien ist darauf Rücksicht zu nehmen, daß

das mit dem Wasserdampf entweichende kohlensaure Ammoniak möglicherweise störend auf aufgelöste Farbstoffe einwirken kann.

Als gutes Fällungsmittel gegen Gyps ist schon seit Jahrzehnten das Chlorbarium bekannt. Man hat auch eine Lösung von krystallisirtem Chlorbarium, welcher 1/5 Salzsäure zugesetzt ist, vorgeschlagen. Das Chlorbarium zersetzt den im Speisewasser enthaltenen Gyps, wodurch schwefelsaurer Baryt und Chlorcalcium entstehen, und der kohlensaure Kalk wird durch die Salzsäure unter Austreibung der Kohlensäure ebenfalls in Chlorcalcium verwandelt. Es werden auf diese Weise nur schwefelsaurer Baryt, welcher sich nicht fest anlegt, und das leicht lösliche Chlorcalcium gebildet.

Keiner dieser chemisch wirkenden Stoffe ist ein Universalmittel. Jedes Speisewasser hat seine Rückstände mit besonderer chemischer Zusammensetzung. Nach dieser Zusammensetzung muß auch das Mittel ausgewählt werden.

Damit diese Mittel regelmäßig wirken können, sollten sie in kurzen Zwischenzeiten und kleinen Portionen in den Kessel kommen, also nicht auf einmal angehäuft werden und zu andern Zeiten ganz fehlen. Die festen Stoffe wie Eichenholz können indessen je nur zu der Zeit, da der Mannlochdeckel oder irgend ein anderer Putzdeckel geöffnet wird, also zur Zeit des Reinigens, eingebracht werden. Andere Mittel können zur Zeit, da die Dampfspannung unter diejenige der Atmosphäre herabgesunken ist, durch eine Ventilöffnung eingelassen werden.

Die im Wasser löslichen Mittel werden meistens mit dem Speisewasser mittelst der Speisepumpe, täglich eine kleine Portion, eingetrieben, wie auch die Dampfspannung im Kessel sei. Man kann auch eine Einlaßvorrichtung anwenden, ähnlich derjenigen einer Schmierbüchse auf einem Dampfcylinder, nur in größern Dimensionen.

Wird der Kesselstein nicht aufgelöst, so ist er ein Uebelstand für den Kessel und die Verdampfung; wird er aufgelöst, so enthält das Wasser Schlamm, der sich mit der Betriebszeit vermehrt bis zum Zeitpunkt der Reinigung. Dieser Schlamm erschwert die Unterhaltung der Ventile und Hahnen; er geht häufig mit dem Dampf in die Leitung über, ist daher ein Uebelstand für die Dampfmaschine, sowie für die direkte Verwendung in Färbereien ꝛc.

Das allein rationelle Verfahren besteht darin, das Wasser vor dem Einbringen in den Kessel zu reinigen. Diese Reinigungsweise ist nicht nur möglich, sondern auch finanziell gerechtfertigt. Man wendet meistens zwei Behälter an. In den einen bringt man das Speisewasser mit dem Fällungsmittel, läßt die Unreinigkeiten sich darin

absetzen und leitet hierauf das so gereinigte Wasser in den zweiten Behälter, von wo dasselbe zum Speisen verwendet wird.

Enthält das Wasser Kalkerde und Magnesia, so werden diese Stoffe durch Kalkwasser (Kalkmilch) gefällt. Enthält es Gyps, so eignet sich Chlorbarium zum Fällen; ebenso kohlensaures Baryum. Dieses wirkt zwar nur langsam und erfordert große Reservoirs. Enthält das Wasser Kalk und Gyps, so wende man Chlorbarium und Kalkmilch an. Auf den Vorschlag [1] von Haas wurde das zum Speisen eines Dampfkessels bestimmte Wasser in zwei Behältern mit Soda gemischt und nach dem Absetzen des Niederschlages verwendet. Der tägliche Kohlenverbrauch soll in Folge dessen von 1500 auf 1000 Kil. gesunken sein. Eine schädliche Einwirkung auf die Kesselwände sei nicht beobachtet worden.

Kann das Wasser erwärmt werden, so vollzieht sich gewöhnlich der Reinigungsprozeß schneller. Cousté's Mittel, das Speisewasser vor der Einführung in den Kessel in einem besondern Gefässe, dem sogenannten Ueberhitzer, bei 150⁰ zu sieden,[2] gründet sich darauf, daß sowohl der Gyps, als die Kalkerde bei 150⁰ völlig unlöslich sind. Das Wasser wird aus dem Ueberhitzer entweder, bei Hochdruckmaschinen, mit derselben Temperatur von 150⁰ in den Kessel übergeführt, oder, bei Tief- und Mitteldruckmaschinen, vorher filtrirt.

Künstliche Filter von Hobelspänen, Kokesstücken 2c. werden häufig angewendet. Sie können um so kleiner gemacht werden, je größer die Reservoirs sind.

7.

Reinigen des Kessels.

Von Zeit zu Zeit muß das Wasser aus dem Kessel abgelassen werden; entweder theilweise, um denjenigen Theil des Wassers, welcher den meisten Schlamm enthält, zu entfernen, das sogenannte Abblasen, oder vollständig, um den Kessel befahren und reinigen zu können. Zu diesem Zwecke ist gewöhnlich an der tiefsten Stelle des Kessels, jedoch nie direkt über dem Feuerraum, eine Oeffnung mit einer Abzugsröhre angebracht, welche durch einen Hahn oder ein Ventil geöffnet und geschlossen werden kann.

Ein solches Abblaseventil stellt Fig. 114 S. 220 dar. Das Ventil wird durch einige Umdrehungen der Ventilschraube vermittelst eines auf seinen Zapfen aufgesteckten Schlüssels gehoben, worauf das Kesselwasser in der Richtung des Pfeils durch das Ventilgehäuse ausströmt.

[1] Dingler, Bd. 180, 242, 1866.

[2] Polyt. Centralbl. 1854. S. 1284.

Will man den Kessel vollständig reinigen, so muß das Wasser abgelassen und hierauf der Kessel befahren werden. Kann man nur von außen mittelst Werkzeugen zukommen, so können nur die lockern Unreinigkeiten entfernt werden. Gestatten Form und Ausdehnung eines Kessels Raum genug, daß ein Arbeiter sich darin bewegen kann, so gibt man dem Kessel ein **Mannloch**, eine elliptische Oeffnung von 340—470 Millimeter Weite, welche unmittelbar durch einen leicht zu entfernenden Deckel verschlossen werden kann. Gewöhnlicher ist es, wie Fig. 115 zeigt, auf den Rand des Mannlochs einen gußeisernen oder blechernen Cylindermantel, den sogenannten **Dampfdom** oder **Dampfhut**, zu befestigen, und die obere Oeffnung dieses Aufsatzes durch eine

Fig. 114.

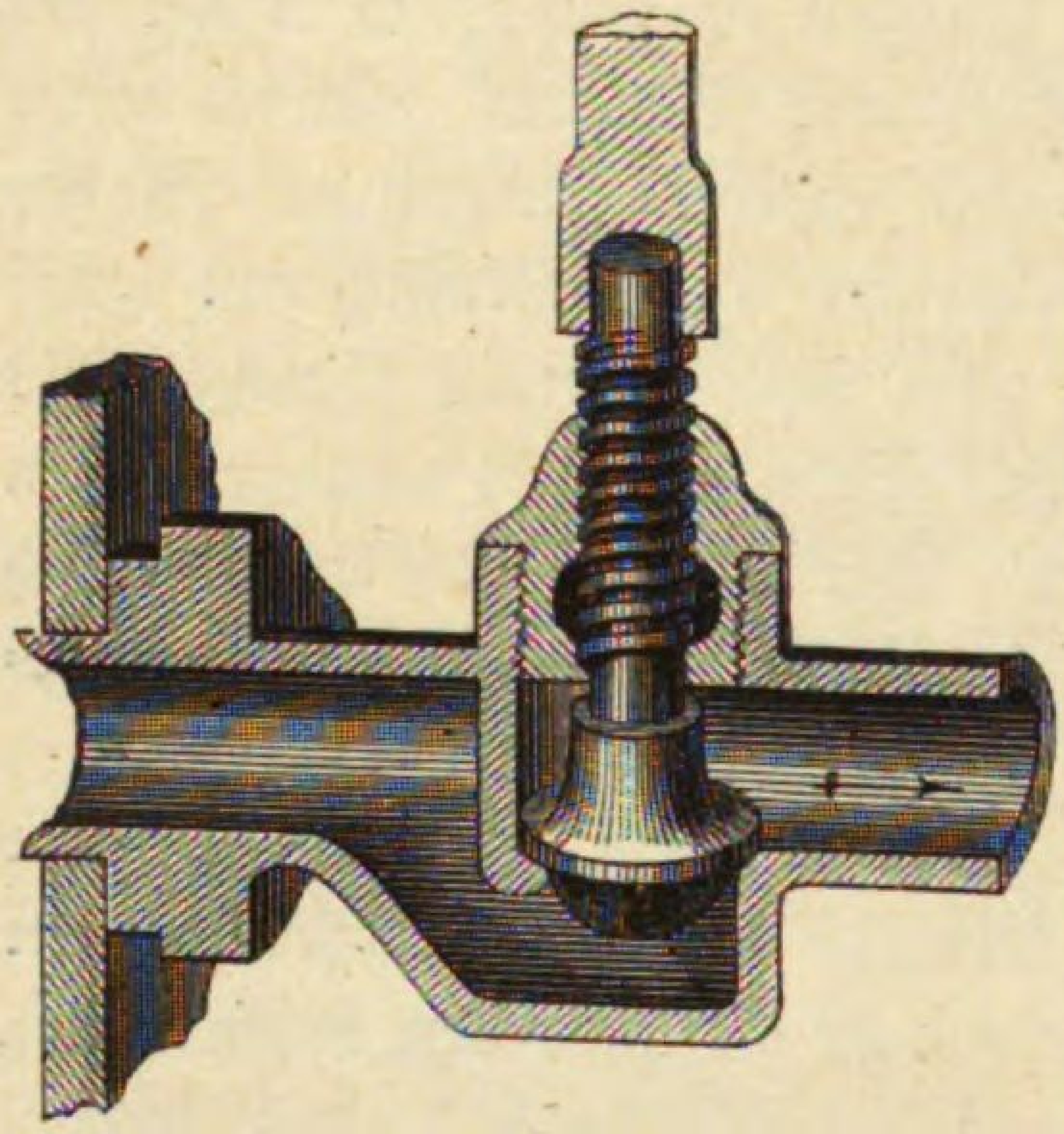
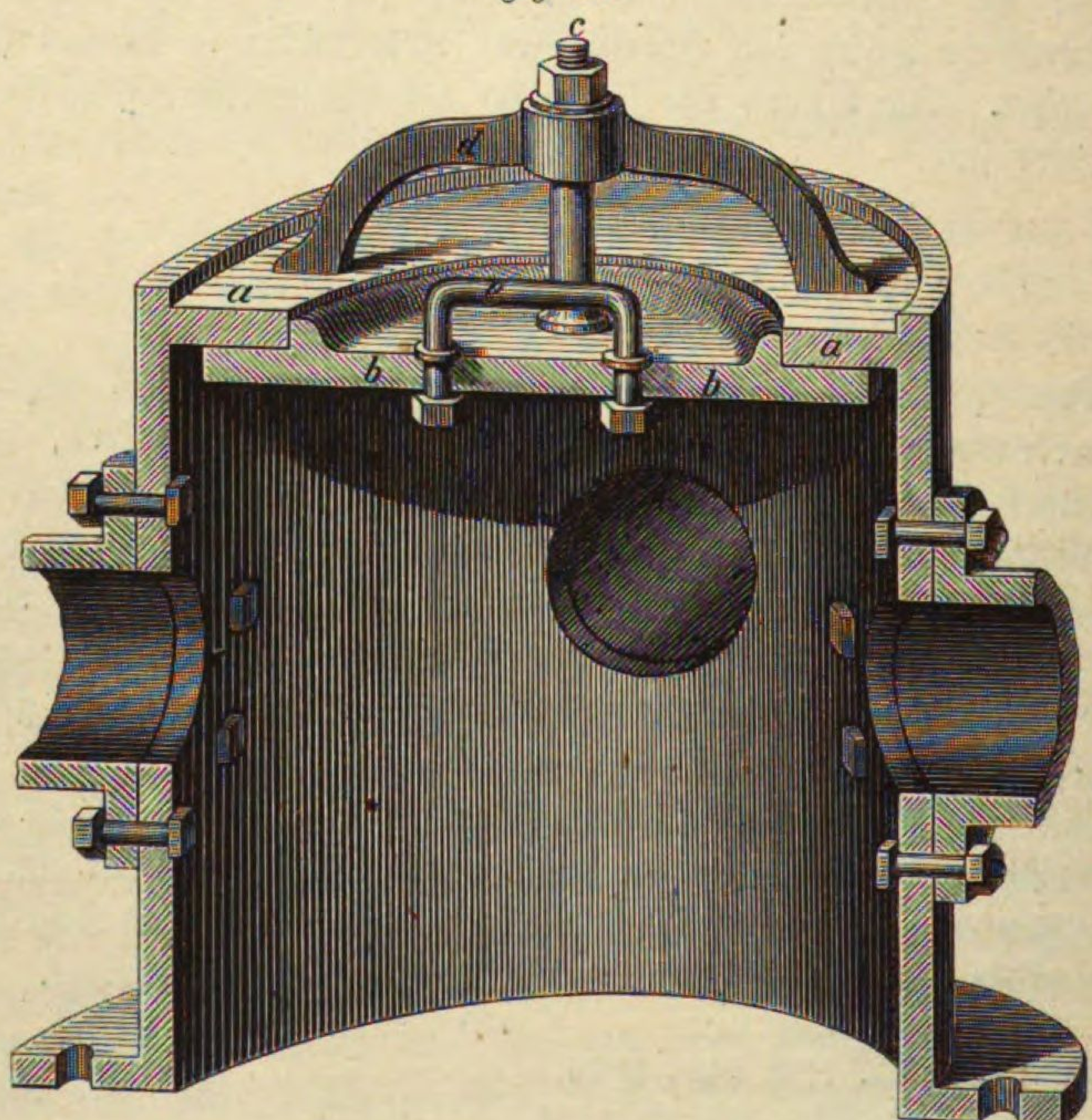


Fig. 115.



gußeiserne Platte zu verschließen. Es hat zu diesem Zwecke das obere Ende des Domes einen nach innen vorspringenden Kranz a, gegen welchen der äußere Rand des Deckels b von unten angedrückt wird, wenn man die Muttern der beiden Schrauben c anzieht, welche durch die auf den Kranz a sich stützenden Bügel d hindurch gesteckt sind. Zur Erleichterung der Handhabung ist der Deckel b mit einem Griff e versehen. Es ist nicht unwesentlich, daß der Rand der Deckplatte von unten gegen den Rand der Oeffnung angedrückt wird, weil dieser Befestigungsweise der Dampfdruck zu Hülfe kommt, während bei einer von oben befestigten Platte der Druck des Dampfes die Verbindung lockern würde. Den cylindrischen Mantel des Hutes benützt man zum Ansetzen der Sicherheitsventile, der Dampfleitung u. s. w. Man versieht ihn zu diesem Zweck mit Rohrstücken, auch Rohrstutzen genannt, welche bei gußeisernen Aufsätzen gewöhnlich angegossen, statt wie die Figur zeigt, angeschraubt sind.

Wenn das Wasser eines Kessels abgelassen und der Kessel fahrbar ist, wird der Kesselstein durch Hämmer mit meiselartigen Schneiden abgeschlagen und mit dem Schlamm entfernt. Dann wird die Ablaßvorrichtung geschlossen, der Kessel von neuem mit Wasser gefüllt und für den Betrieb ausgerüstet.

V.

Von der Dampfspannung im Kessel.

1.

Schwankungen der Dampfspannung im Kessel.

Unstreitig kann die Spannung des Kesseldampfes nur dann unverändert bleiben, wenn in jedem Augenblicke genau ebensoviel Dampf aus dem Kesselwasser entsteht, als in den Cylinder abfließt; und dieß ist nicht wohl anzunehmen, einmal weil Wärme kaum anhaltend gleichförmig in das Kesselwasser übergeht, und dann, weil auch der Dampf nicht ununterbrochen und gleichmäßig in den Cylinder abströmt.

Trotzdem hat der Dampfdruck ungleich geringere Veränderungen zu erleiden, als man vermuthen möchte, wenn man bedenkt, daß die Intensität des Feuers und die Menge des abströmenden Dampfes so bedeutenden Schwankungen unterworfen ist. Diese Gleichmäßigkeit der Spannung erklärt sich keineswegs aus der Größe des Dampfraums.

Denn denken wir uns z. B. einen Dampfraum, der den 10fachen Inhalt einer Cylinderfüllung hat, und eine Maschine, die bei normalem Gange in der Minute 60 Kolbenhübe macht, deren Dampfkonsum aber vorübergehend um $^1/_6$ vermindert wird, so müßte bei unverminderter Dampfproduktion nach Ablauf einer Minute eine volle Füllung des Dampfraums übrig bleiben, der Dampf in demselben also bis zum Doppelten verdichtet werden. Würde die Maschine ganz abgestellt, so würde der Dampf schon nach $^1/_6$ Minute die doppelte Dichtigkeit annehmen.

Bekanntlich ist dieß durchaus nicht der Fall, vielmehr nimmt bei verändertem Dampfkonsum die Spannung im Kessel nur langsam ab und zu. Die Ursache hiervon ist die Wärme des Kesselwassers, welches gleiche Temperatur hat wie der Dampf und mit diesem die Veränderung theilt. Denn sobald der Abfluß des Dampfes gehemmt wird, hört auch die Dampfproduktion auf, und umgekehrt entwickelt das Kesselwasser um so mehr Dampf, je mehr Dampf entweicht. Und nur in dem Maße, als die Wärme des Wassers zu- oder abnimmt, kann auch die Spannung des Dampfes zu- oder abnehmen. Das Kesselwasser ist hiernach als der Regulator der Dampfspannung zu betrachten, während die Größe des Dampfraums nur auf die momentanen Schwankungen Einfluß ausübt.

Enthält z. B. ein Kessel 5,6 Kubikmeter Dampf von 2 Atmosphären Spannung und 8,4 Kubikmeter Wasser, so kann die dem Dampfe und dem Wasser gemeinschaftliche Temperatur von 121⁰, selbst bei gänzlicher Absperrung des Dampfabflusses, nicht eher bis zu der 3 Atmosphären entsprechenden Temperatur von 134⁰ übergehen, als bis jedes Kilogramm Wasser (Tabelle II) 135 — 121,6 = 13,4 Kalorien Wärme aufgenommen hat, was auf 8400 Kilogramm Wasser 8400 . 13,4 = 112560 Kalorien ausmacht. Für eine annähernde Rechnung kann die geringe Zunahme an Dampfwärme, sowie die Abnahme an Flüssigkeit außer Betracht fallen.

Wenn nun bei normalem Gange die Dampfkonsumtion und Produktion 540 Kilogramm in der Stunde oder 9 Kilogramm in der Minute beträgt, so sind hierbei dem Kessel 9 . 644 = 5796 Wärmeeinheiten in der Minute mitzutheilen.

Um daher auf den Wasserinhalt die oben berechnete Wärmemenge zu übertragen, ist eine Zeitdauer nothwendig von

$$\frac{112560}{5796} = 19{,}2 \text{ Minuten,}$$

ehe bei völlig gehemmtem Dampfabfluß und unveränderter Intensität des Feuers die Spannung von 2 auf 3 Atmosphären gesteigert wird.

Bei höheren Spannungen geht die Steigerung allerdings rascher vor sich, weil die Temperaturdifferenzen kleiner sind.

Hiermit hängt unmittelbar zusammen, daß durch verstärktes Feuer zwar die Dampfproduktion, nicht aber die Dampfspannung rasch gesteigert werden kann, sowie bei vermindertem Feuer die Dampfspannung nur langsam abnimmt, wenn auch die Dampfproduktion gering wird.

2.

Messung der Dampfspannung.

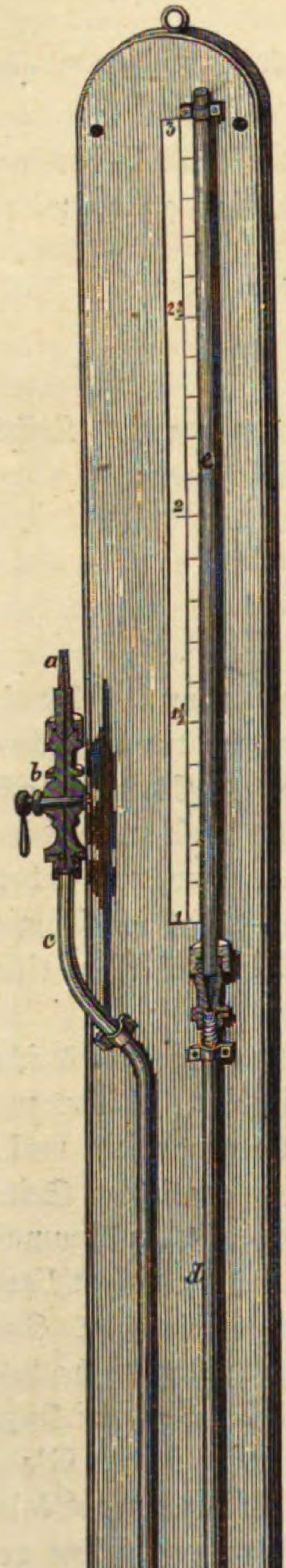
Die Instrumente zur Messung der Dampfspannung im Kessel heißen Manometer und lassen sich in vier Klassen bringen:

a) offene Quecksilbermanometer,
b) Kompressionsmanometer,
c) Kolbenmanometer,
d) Federmanometer.

Diese Instrumente werden in einiger Entfernung vom Kessel aufgestellt und mit demselben durch ein Röhrchen verbunden, durch welches der Dampfdruck nach dem Manometer übergeführt wird. Es soll jedoch der Dampf, wegen seiner hohen Temperatur, nicht direkt nach dem Druckmesser gelangen, sondern sich im Röhrchen kondensiren und daher als Wasser im abgekühlten Zustand auf das Instrument wirken. Damit dieses Wasser nicht in den Kessel zurückfließt, wird dem Röhrchen eine Biegung nach unten als Wassersack gegeben.

Die Einrichtung eines offenen Quecksilbermanometers für Niederdruckkessel zeigt Fig. 116 S. 224. Das Dampfrohr a, welches zur Vermeidung von Verstopfungen mindestens 12 Millimeter weit sein muß, mündet in ein Hahnstück b, an welches auf der entgegengesetzten Seite das eiserne Rohr c angeschraubt ist. Mit dem Rohr c ist ein kommunicirendes, ebenfalls eisernes Rohr d verbunden, und über diesem liegt in dampfdichtem Abschluß ein an beiden Seiten offenes Glasrohr. Die Rohre c und d sind bis in die Höhe, in welcher das untere Ende des Glasrohrs liegt, mit Quecksilber gefüllt, welches bei der Einwirkung des Dampfdrucks im Rohre c sinkt und aus dem Rohre d in das Glasrohr e steigt. An der Steighöhe des Quecksilbers, die an einer Skala abgelesen wird, erkennt man die Größe der Dampfspannung. Die gesammte Höhe des Steigrohrs d e wird in der Regel so groß gemacht, daß das Quecksilber auszulaufen beginnt, wenn die Dampfspannung ihre höchste zulässige Grenze um $1/2$ Atmosphäre übersteigt. Um dasselbe aufzufangen, kann man das obere Ende des Glasrohrs mit einem Sammelgefäß umgeben.

Fig. 116.



Man hat auch dergleichen Manometer mit ganz eisernem Steigrohr; in diesem Falle bewegt sich mit dem Quecksilberspiegel ein Schwimmer, der durch eine über eine Leitrolle gelegte, seidene Schnur mit einem kleinen Gegengewicht verbunden ist. Das letztere zeigt an einer Skala den Stand des Quecksilberspiegels und die diesem entsprechende Dampfspannung an. Man wählt diese Anordnung einestheils wegen der Zerbrechlichkeit des Glases, anderntheils weil dasselbe nach längerem Gebrauche an Durchsichtigkeit verliert; dagegen ist die erstere einfacher und übersichtlicher.

Die Eintheilung dieses Manometers ergibt sich durch folgende Betrachtung. Ist die Dampfspannung im Kessel p, der Atmosphärendruck p_0, und die Steighöhe des Quecksilbers x, der Niveauunterschied zwischen beiden Spiegeln also 2 x, so wird der Dampfdruck p durch die Säule $2x + p_0$ im Gleichgewicht erhalten; es ist also

$$p = 2x + p_0$$

Nun füllt sich aber der Schenkel c bis zur horizontalen Abzweigung des Dampfrohrs in Folge der Abkühlung mit Kondensationswasser von der Höhe $h + x$, wenn h die Niveaudifferenz zwischen dem Knie des Dampfrohrs und dem Spiegel, welchen das Quecksilber bei abgestelltem Dampfe einnimmt, bezeichnet. Ist noch s das specifische Gewicht des Quecksilbers, so wird diese Höhe, in Quecksilbersäule ausgedrückt, $\frac{h+x}{s}$ und ist zu dem Dampfdruck zu addiren, daher

$$p + \frac{h+x}{s} = 2x + p_0$$

$$x = \frac{s(p - p_0) + h}{2s - 1}$$

Werden p und p_0 in Atmosphären ausgedrückt und $s = 13{,}598$ eingesetzt, so erhält man

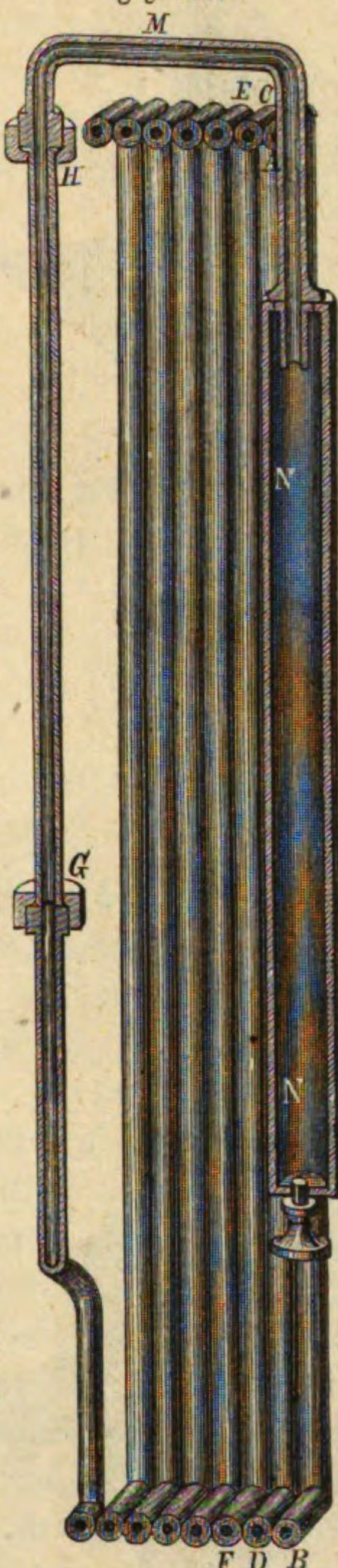
$$x = 0{,}394\,(p - 1) + 0{,}0382\,h \text{ Meter.}$$

Die Eintheilung beginnt hier nach 0,0382 h über dem unteren Ende des Glasrohrs und wird

dann in gleichen Abständen so fortgeführt, daß 0,394 Meter je einer Atmosphäre entsprechen.

Die bedeutende Höhe, welche diese Manometer bei Hochdruckkesseln erhalten müßten, sucht man durch sogenannte Differentialmanometer, die ebenfalls zu den offenen Manometern gehören, zu umgehen.

Fig. 117.



Das in Fig. 117 abgebildete Differentialmanometer von Richard besteht aus mehreren neben einander liegenden und mit einander kommunicirenden Röhrenschenkeln A B, C D, E F...., die vor dem Gebrauche halb mit Quecksilber und halb mit Wasser gefüllt werden. Bei A mündet das Dampfrohr ein. An diese Röhrenschenkel, welche aus Metall bestehen, schließt sich das Glasrohr G H an, hinter dem die Skala liegt. Das Rohr M und das Sammelgefäß N dienen zum Auffangen des Quecksilbers, wenn dasselbe bei etwaigen Stößen aus der Röhre G H hinausgetrieben wird.

Nennen wir wieder die Steighöhe des Quecksilbers im Glasrohr x und ist ferner die Zahl der Röhrenschenkel n, so ist der Druck $n\,x$, welcher in Gemeinschaft mit dem Atmosphärendruck p_0 dem Dampfdruck p und dem Drucke $\frac{n\,x}{s}$ der Wassersäulen in den Röhrenschenkeln entgegenwirkt,

$$n\,x + p_0 = p + \frac{n\,x}{s},$$

und hieraus

$$x = \frac{(p - p_0)\,s}{n\,(s - 1)}.$$

Werden p und p_0 in Atmosphären ausgedrückt und $s = 13{,}598$ eingeführt, so ist in Millimetern

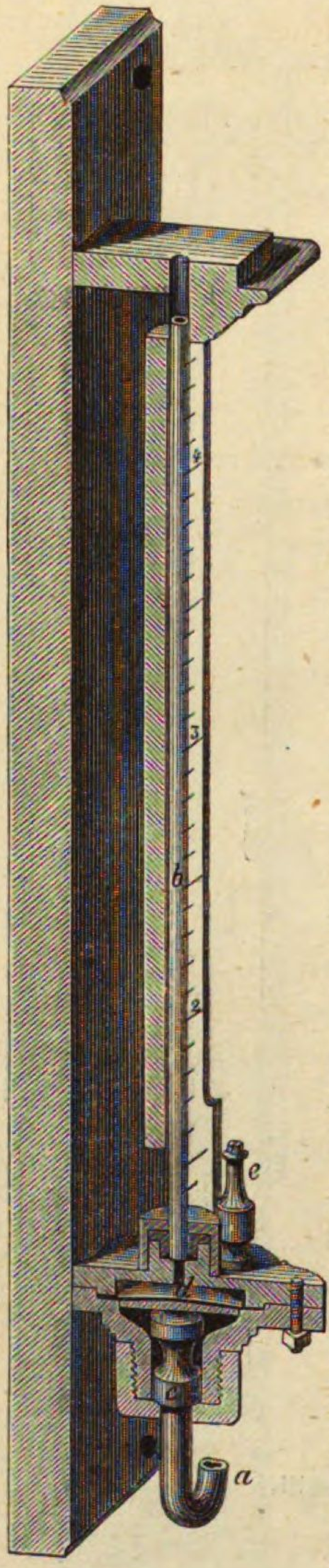
$$x = 820{,}33\left(\frac{p - 1}{n}\right).$$

Hiernach ergibt sich z. B. für 8 Schenkel

$p - 1 = 0;\ x = 0$ Millim.
$p - 1 = 1;\ x = 102{,}5$ „
$p - 1 = 2;\ x = 205{,}1$ „
$p - 1 = 3;\ x = 307{,}6$ „
$p - 1 = 4;\ x = 410{,}2$ „

Bei dem Differentialmanometer von Galy-Cazalat in Fig. 118 sind zwischen das Dampfrohr a und das mit Quecksilber gefüllte, zu beiden Seiten offene Glasrohr b zwei fest mit einander verbundene Kolben von verschiedenen Durchmessern eingeschaltet. Gegen den kleinen Kolben c wirkt der Dampfdruck, gegen den großen d der Druck des Quecksilbers. Beide Kolbenflächen sind durch aufgespannte Gummimembrane gegen die schädliche Einwirkung des Dampfes und des Quecksilbers geschützt. Das Quecksilber befindet sich in der weiten Kammer über dem Kolben d und wird durch ein Röhrchen e eingegossen, das für gewöhnlich durch einen Schraubenpfropf geschlossen ist.

Fig. 118.



Ist der Inhalt der kleinen Kolbenfläche F, der der großen F_1, so wird der Druck, den die Kolbenverbindung von oben empfängt, $F_1 (x + p_0)$; der Druck von unten ist F p, daher

$$F_1 (x + p_0) = F p,$$

und

$$x = \frac{F}{F_1} (p - p_0).$$

Werden p und p_0 in Atmosphären ausgedrückt, so ist

$$x = 0{,}76 (p - r) \frac{F}{F_1} \text{ Meter.}$$

Die Differentialmanometer von Desbordes und Thomas haben im Allgemeinen die in Fig. 116 dargestellte Einrichtung; nur ist das Rohr, in welchem das Quecksilber bei Einwirkung des Dampfdruckes aufsteigt, weiter, als die kommunicirenden Rohre. Es ist daher die Höhe, um welche das Quecksilber steigt, kleiner, als die, um welche es sinkt, und somit muß auch die Skala eine kleinere Eintheilung erhalten.

Das Kompressionsmanometer besteht in seiner einfachsten Einrichtung aus einem mit Quecksilber gefüllten Metallgefäß, in welches von oben eine unten offene und oben geschlossene, vertikale Glasröhre einmündet. Läßt man auf den Quecksilberspiegel im Gefäß gespannten

Dampf einwirken, so steigt das Quecksilber im Gefäß in die Höhe und komprimirt dabei die in der Röhre enthaltene Luft nach dem Mariotte'schen Gesetz (S. 60). Beim Atmosphärendrucke stehen die Quecksilberspiegel im Gefäß und in der Glasröhre auf gleicher Höhe.

Ist die Länge der Röhre L, die Spannung der Luft in der geschlossenen Röhre p_1, der Atmosphärendruck p_0 und die Steighöhe des Quecksilbers x, so findet nach dem Mariotte'schen Gesetz folgende Proportion statt

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{L}{L - x}$$

Hieraus folgt

$$p_1 = \frac{L\,p_0}{L - x}$$

Diese Spannung p_1 wirkt in Verbindung mit der Quecksilbersäule von der Höhe x dem Dampfdruck p entgegen; daher

$$\frac{L\,p_0}{L - x} + x = p$$

oder

$$x = \frac{p + L}{2} - \sqrt{\left(\frac{p - L}{2}\right)^2 + p_0 L}$$

Diese Manometer verlieren im Laufe der Zeit an Genauigkeit, weil das Volumen der eingeschlossenen Luft durch Oxydation des Quecksilbers sich vermindert. Man erkennt dieß daran, daß das Instrument bei Abstellung des Dampfdruckes einen höheren als den Atmosphärendruck angibt und das Quecksilber das Glas benetzt. Uebrigens sind die geschlossenen Manometer leicht zerbrechlich, schwer zu konstruiren und haben außerdem noch den Nachtheil, daß bei hohen Spannungen die Theilungen viel kürzer sind, als bei niedrigen.

Das Hofmann'sche Kompressionsmanometer hat Wasser- oder Spiritusfüllung und ist folgendermaßen eingerichtet. Zwei in einander gesteckte, vertikale Glasröhren, deren obere Enden geschlossen sind, münden mit ihren unteren Enden in einen Raum ein, auf welchen der Dampfdruck wirkt. Das untere Ende der inneren Glasröhre liegt etwas höher, als das der äußeren. Wird das Instrument dem Atmosphärendrucke ausgesetzt, so steht das Wasser nur in dem unteren Stücke der äußeren Röhre, sowie in dem Ringstücke zwischen der inneren und äußeren Röhre; in der inneren Röhre aber befindet sich Luft von der atmosphärischen Dichtigkeit. Wirkt jedoch ein höherer Druck auf das Instrument, so steigt das Wasser in der inneren Röhre in die Höhe und gibt an einer hinter der äußeren Glasröhre liegenden Skala die Größe des Dampfdrucks an.

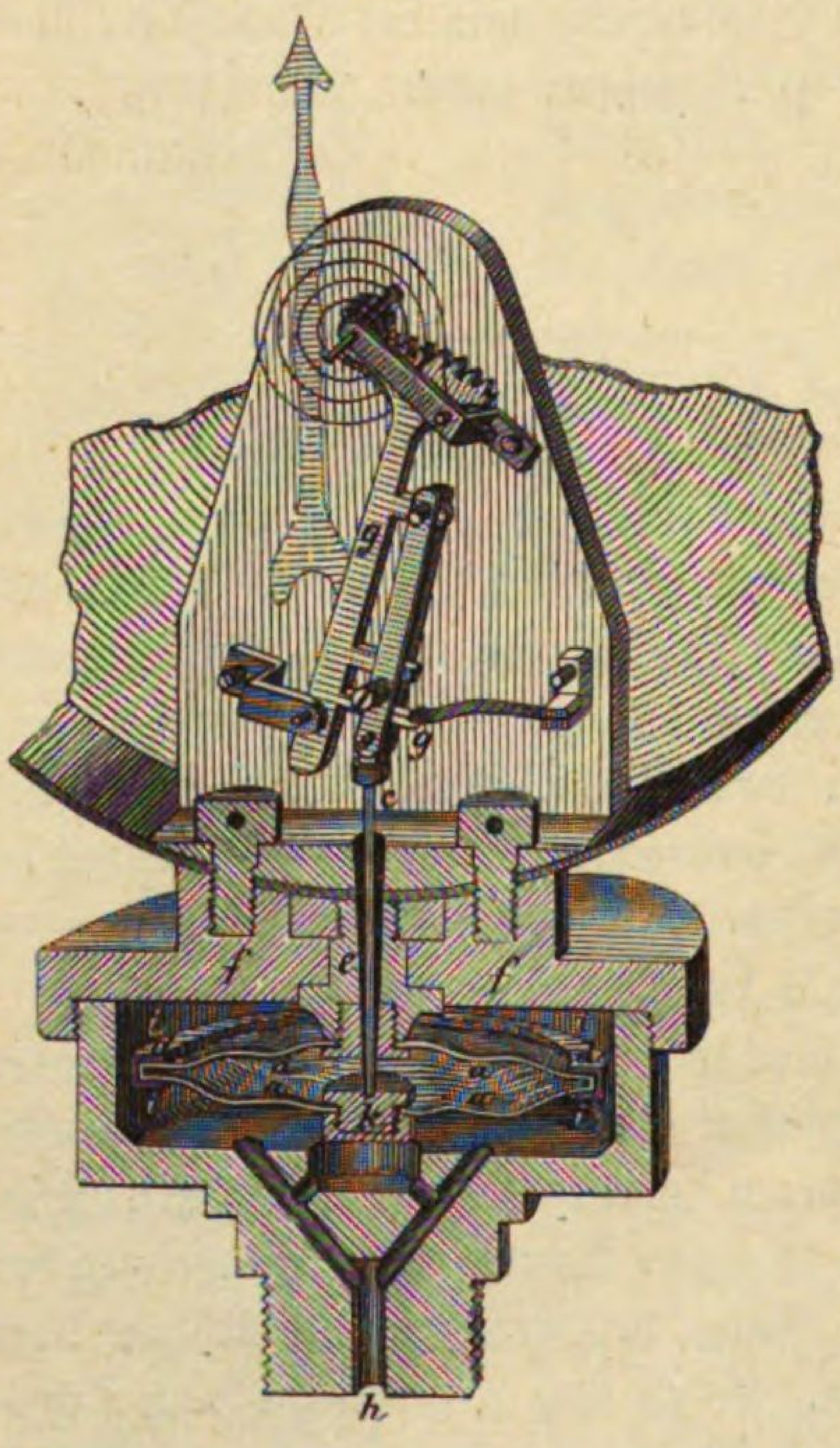
Die Kompressionsmanometer werden durchgängig als unzuverlässig und ungenügend zur Messung der Dampfspannung angesehen.

Bei den Kolbenmanometern wird der Druck des Dampfes auf einen Kolben, welcher in einem Cylinder unter dampfdichtem Abschluß beweglich ist, fortgepflanzt und der Kolbendruck durch ein Gewicht oder eine Feder gemessen. Auch diese Manometer sind als unzuverlässig zu verwerfen.

Die Federmanometer hat man vorzüglich in zweierlei Ausführung: 1) mit Stahlplatte und 2) mit elliptischer Röhre.

Fig. 119 zeigt ein Federmanometer mit Stahlplatte nach Gäbler und Veitshans. Durch h tritt das Wasser in einen Raum i, in welchem sich die aus zwei Stahlplatten bestehende Feder a befindet. Die beiden Stahlplatten sind durch den Ring d dampfdicht mit einander verbunden und durch die Hülse e am Gehäuse f befestigt. Wird nun durch den Druck des Dampfes die Feder zusammengedrückt, so wird durch die Hülse k der Stab c gehoben und die vertikale Bewegung des Stabes c durch den Winkelhebel g, einen Zahnsektor und ein Getriebe in eine drehende Bewegung des mit dem Getriebe an gemeinschaftlicher Axe steckenden Zeigers, hinter dem ein festes Zifferblatt sich befindet, umgesetzt. Die Stahlplatten sind mit Gummiplatten bedeckt, welche das Metall vor der schädlichen Einwirkung des Dampfes schützen und zugleich zur Dichtung in den Verbindungsstücken dienen.

Fig. 119.



Bei dem Stahlscheiben-Manometer von Schäffer und Budenberg, Fig. 120, S. 229 wirkt der Dampfdruck auf eine einzige wellenförmig gebogene Stahlplatte. Aendert sich nun der Druck, so ändert sich auch die Form der Platte und damit die Stellung des Zeigers.

Ein Federmanometer mit elliptischer Röhre nach Bourdon und Schinz ist in Fig. 121 S. 229 dargestellt. Das Wasser tritt durch

das mit einem Dreiweghahnen versehene Rohr a in die im Innern eines Gehäuses befindliche Feder b, welche, wie Fig. 122 in vergrößertem Maßstabe zeigt, aus einer Röhre mit elliptischem Querschnitt besteht. Diese Röhre ist in $1^1/_2$ Schraubenwindungen gebogen und läuft an ihrem äußeren geschlossenen Ende in einen Zeiger aus, der an einer Skala den Dampfdruck anzeigt. Die lange Axe der Ellipse, aus welcher der Querschnitt der Röhre besteht, liegt parallel zur Axe der Schraubenwindung, die kurze also in der Richtung des Krümmungshalbmessers derselben, und da der Dampfdruck die kurze Axe der Ellipse stärker auszudehnen sucht, als die lange, da ferner die äußere gedrückte Fläche eine größere Ausdehnung hat, als die innere, und da endlich das äußere, geschlossene Ende der Röhre frei beweglich ist, so wird durch die Einwirkung des Dampfdruckes die Schraubenwindung erweitert und der Zeiger von seiner ursprünglichen Stellung abgelenkt.

Fig. 120.

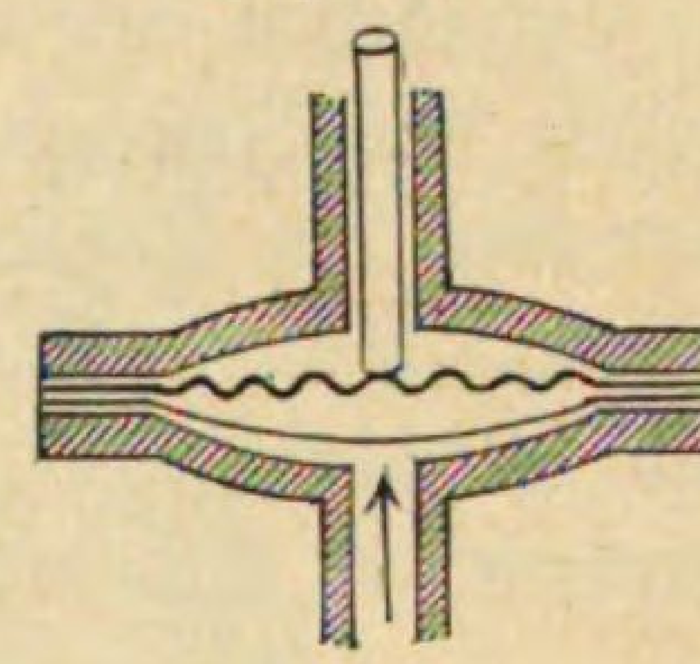


Fig. 121.

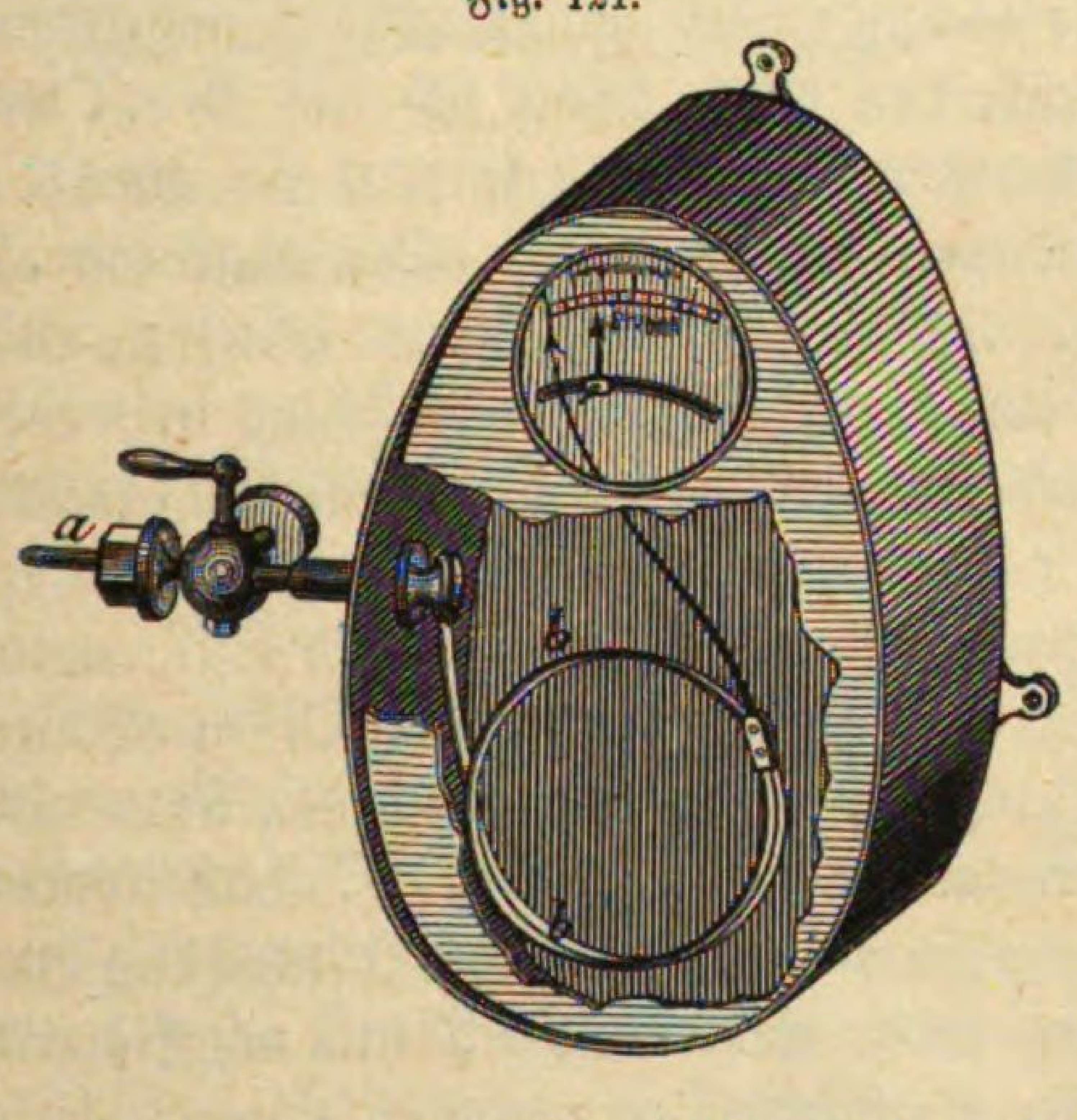


Fig. 122.



Wenn die Spannung im Kessel 1 Atmosphäre beträgt, also gleich ist derjenigen der äußern Luft, so steht der Zeiger bei den einen Manometern auf dem Punkte 1 der Eintheilung, bei andern auf dem Punkte 0. Die erstern geben daher den absoluten Druck, die letztern den Ueberdruck an, d. h. die Differenz zwischen dem Dampfdruck und Luftdruck. Die Eintheilungen sind daher wie folgt:

für absoluten Druck	1	2	3	4	5	6	Atm.
für Ueberdruck . .	0	1	2	3	4	5	„

Versieht man diese Manometer außer dem gewöhnlichen Zeiger mit einem solchen, der bloß vorrückt, wenn die Spannung steigt, allein nicht wieder zurückgeht, wenn die Spannung sinkt, so gibt dieser Zeiger die unterdessen eingetretene höchste Spannung an wie z. B. in Fig. 119. Erhält das Instrument einen Zeiger, der nur am Rückgang, nicht aber auch am Vorrücken Antheil nimmt, so gibt dieser Zeiger die eingetretene niederste Spannung an. Diese Zeiger nennt man Maximum- und Minimumzeiger. Sie können als Kontrole dienen über die Grenzen des Dampfdrucks innerhalb einer gegebenen Periode.

3.

Sicherheitsventile.

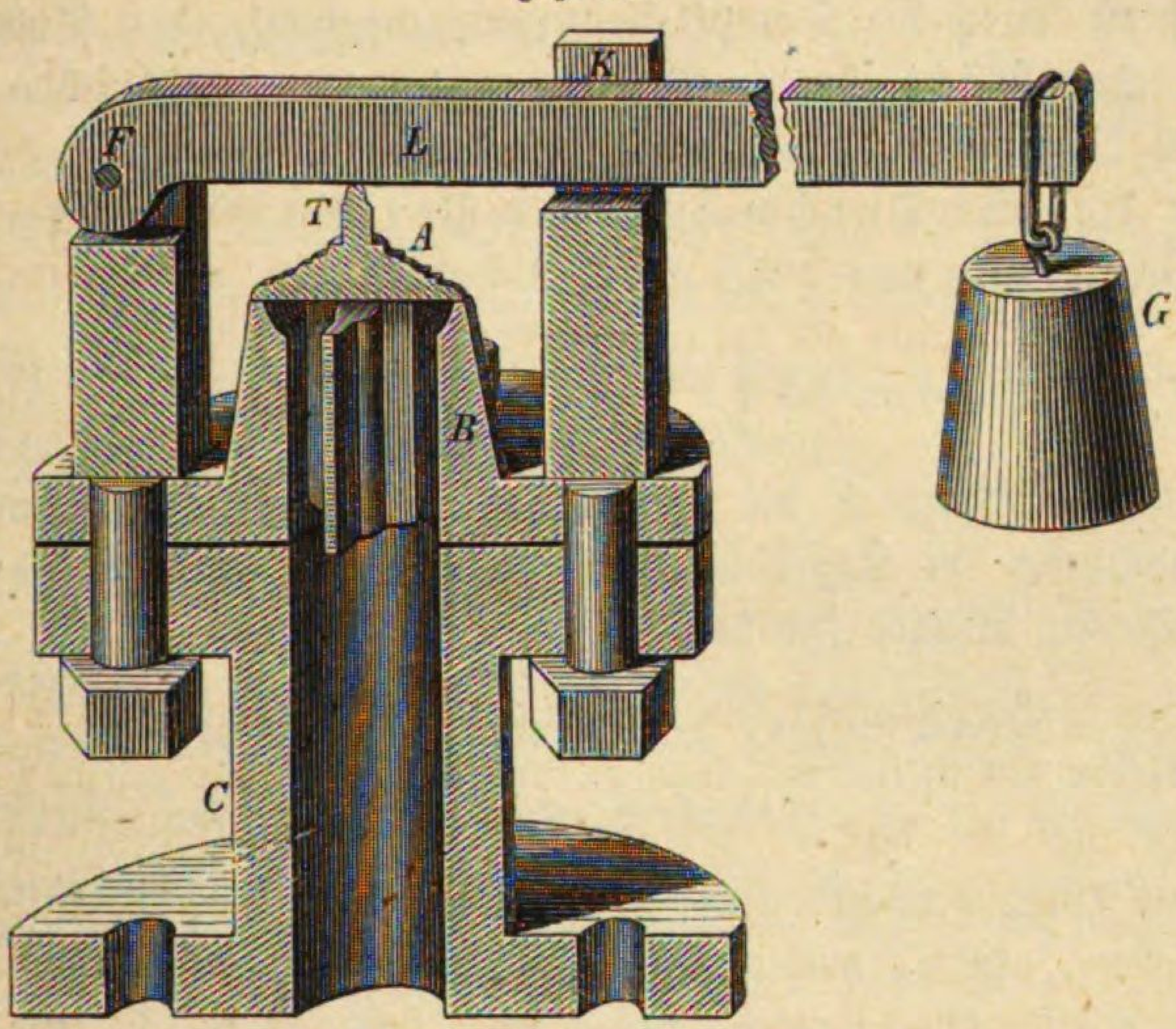
Unter den Sicherheitsvorrichtungen ist als sehr wesentlich das Sicherheitsventil zu nennen, ein dem Dampfdrucke ausgesetztes Ventil, welches so belastet ist, daß es der höchsten zuläſſigen Dampfspannung im Kessel das Gleichgewicht hält. Ein solches Ventil bleibt mithin so lange geschlossen, als die höchste Dampfspannung noch nicht erreicht ist; sobald dieselbe aber überschritten wird, öffnet sich das Ventil und läßt den Dampf ausblasen, bis seine Spannung so weit sich erniedrigt hat, daß das Gleichgewicht wieder hergestellt ist. Der abgehende Dampf kann sich nun entweder im umgebenden Raum beliebig verbreiten, oder das Ventil ist mit einem Verschlußkasten versehen, in welchen der Dampf zuerst gelangt und erst von da durch eine Röhre abzieht. Die erstern Ventile heißen offene, die letztern verschlossene. Diese werden z. B. auf Schiffen angewendet.

Da das Sicherheitsventil im Augenblick des Oeffnens die eingetretene Dampfspannung anzeigt, so kann es auch als Manometer angesehen werden. Als Druckmesser funktionirt das Sicherheitsventil mit großer Zuverlässigkeit; dagegen kann es, wie bei Besprechung der Kesselexplosionen gezeigt werden wird, nicht als ein Mittel angesehen werden, eine Explosion unter allen Umständen zu verhüten.

Durch die französische Verordnung vom Jahre 1843 wurde die seitdem vielfach verbreitete Konstruktion des Sicherheitsventils, welche in Fig. 123 S. 231 abgebildet ist, empfohlen. Das Ventil A und der Ventilsitz B sind von Bronze, die Verlängerung C des Ventilsitzes, welche auf den Kessel aufgeschraubt wird, ist von Gußeisen, der Hebel L und alle übrigen Theile sind von Schmiedeisen. Das Ventil A hat seine Führung entweder durch eine unten an dasselbe angegossene Laterne, welche innerhalb des Ventilsitzes spielt, oder, wie in der Abbildung,

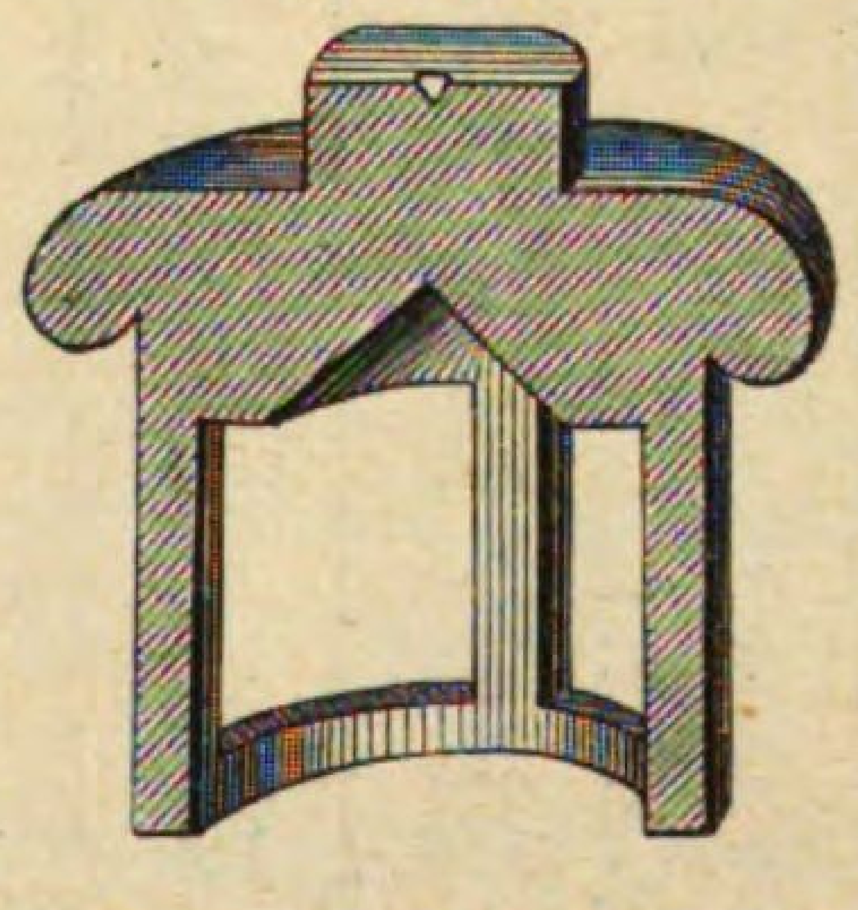
durch drei bis vier Leitarme. Die Leitarme sind der Laterne (Fig. 124) vorzuziehen, weil letztere den Durchgang des Dampfes erschwert und

Fig. 123.



sich leicht in dem cylindrischen Theile des Ventilsitzes festsetzt. Das obere Ende des Ventilsitzes ist konisch erweitert und hat rings um die Erweiterung die horizontal abgedrehte Sitzfläche, auf welche das Ventil aufgeschliffen ist. In Folge dieser Konstruktion kann das Ventil in dem Ventilsitze sich nicht festsetzen und bietet im gehobenen Zustande dem Dampfe den größtmöglichen Ausmündungsquerschnitt dar. Die an das Ventil angegossene, abgerundete Spitze T ist mit dem Ventil abgedreht, so daß ihre Axe genau rechtwinklig gegen die Ventilfläche gerichtet ist und in die Mitte derselben fällt. Auf diese Spitze drückt der Hebel L, der um den Bolzen F drehbar ist, durch die schlitzförmige Führung K hindurchgeht und am entgegengesetzten Ende das Belastungsgewicht G trägt. Der Hebel geht durch eine schlitzförmige Führung und kann sich in diesem Schlitze bis auf eine gewisse Höhe erheben, diese Höhe jedoch nicht überschreiten. Es ist dieß nöthig, damit das Ventil nicht fortgeschleudert werden kann, falls das Gewicht einwärts geschoben oder abgehängt würde.

Fig. 124.



Es ist von großer Wichtigkeit, daß die ringförmige Sitzfläche keine zu große Breite habe, weil außerdem die beiden Berührungsflächen sich

nicht genau an einander legen würden. Die Folge davon wäre Unsicherheit in der Messung der gedrückten Fläche und in der Regel zu frühes Ausblasen; auch würde sich leichter Schmutz ablegen können. Meistens ist durch die Dampfkesselverordnungen $^1/_{30}$ des Durchmessers der gedrückten Fläche für die Breite des Ringes vorgeschrieben und zugleich als Maximum 2 Millim. festgestellt.

Der kleinste Durchmesser des Ventils ist nach der französischen Verordnung von 1843 aus der Formel

$$(47) \qquad d = 26 \sqrt{\frac{F}{p - 0{,}421}} \text{ Millim.}$$

zu bestimmen, worin F die Heizfläche in Quadratmetern und p die Dampfspannung im Kessel in Atmosphären bedeutet. Diese Formel liefert folgende Werthe für den

Durchmesser der Sicherheitsventile.

Heiz-fläche.	Für einen Dampfdruck in Atmosphären.								
	$1^1/_2$	2	3	4	5	6	8	10	12
□m	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.
1	25	21	16	14	12	11	10	9	8
2	35	29	23	19	17	15	13	11	10
3	43	36	29	24	21	19	16	14	12
4	50	41	32	27	24	22	20	17	15
5	56	46	36	30	27	24	22	18	17
6	61	50	39	34	30	27	24	20	19
7	66	54	43	36	32	29	27	22	20
8	70	58	46	39	34	31	28	24	21
9	75	62	48	41	36	33	29	26	23
10	79	65	51	43	38	35	31	28	25
12	87	71	56	47	42	38	34	30	27
15	96	80	62	53	47	42	38	33	30
18	106	87	68	58	51	47	42	36	33
20	111	92	72	61	54	49	44	39	36
25	125	103	81	69	60	55	50	42	38
30	136	113	88	75	66	60	54	46	43
40	156	130	101	86	75	69	63	53	49
50	174	145	113	96	84	76	67	60	54
60	193	163	124	108	94	84	75	66	60

Die meisten übrigen Dampfkessel-Verordnungen haben die vorstehende Formel ohne weiteres angenommen, verstehen aber unter d nicht den Durchmesser des Ventils, sondern den Durchmesser des engsten Verbindungsweges zwischen dem Ventil und dem Kessel.

Die äußere Luft drückt auf die obere, der Dampf auf die untere Fläche des Ventils. Die erstere Fläche ist um einen ringförmigen Theil größer als die letztere. Sieht man von diesem Unterschiede ab, so kann die Ventilbelastung wie folgt berechnet werden.

Diese Belastung ist entweder eine direkte oder indirekte, d. h. an einem Hebel wirkende. Nennt man den Durchmesser des Ventils d_1, sein Gewicht G_1, das Belastungsgewicht G, und die Dampfspannung im Kessel p, nach Abzug des Luftdrucks, so daß p den Ueberdruck bezeichnet. Dann ist der Druck des Dampfes auf die Fläche $\frac{1}{4}\pi d_1^2 = \frac{1}{4}\pi d_1^2 p$; daher für die direkte Belastung das Gewicht

$$(48) \qquad G = \frac{1}{4}\pi d_1^2 p - G_1$$

Nennt man ferner G_1 das Gewicht des Hebels, a und b die die Hebelarme der Gewichte G_1 und G, c den Abstand zwischen dem Schwerpunkte des Hebels und der Drehaxe, so ist das statische Moment des Dampfdruckes $= \frac{1}{4}\pi d_1^2 p a$. Diesem Moment wirkt entgegen:

das Moment des Ventils . $= G_1 a$
" " des Hebels . $= G_2 c$
" " der Belastung $= G b$

Daher für die indirekte Belastung:

$$\frac{1}{4}\pi d_1^2 p a = G_1 a + G_2 c + G b$$

und

$$(49) \qquad G = \left[\frac{1}{4}\pi d_1^2 p - G_1 - G_2 \frac{c}{a}\right]\frac{a}{b}$$

Die Größe $G_2 \frac{c}{a}$ ist das Gewicht des Hebels, reducirt auf den Aufhängepunkt der Last G. Man könnte sie ohne Rechnung dadurch finden, daß man den Hebel mit seiner Axe auflagert und vermittelst einer am Hebelarme a angebrachten Federwage das Gewicht beobachtet, welches ihn im Gleichgewicht erhält.

Bei direkter Belastung des Ventils, ohne Anwendung eines Hebels, wird $b = a$; $G_2 = o$ und daher das Gewicht G wie nach der obigen Formel (48)

Beispiel. Es sei $d_1 = 5^{cm}$, also $\frac{1}{4} d_1^2 \pi = 19{,}63 \square^{cm}$; ferner $G_1 = 1$ Kil.; $G_2 \frac{a}{c} = 3$ Kil; $\frac{a}{b} = \frac{1}{10}$ und für 3 Atmosphärenüberdruck per 1 $\square^{cm}$ Fläche $p = 3 . 1{,}0334$ Kil. Dann wird nach (49) die indirekte Belastung

$$G = \left[19{,}63 \,.\, 3 \,.\, 1{,}0334 - 1 - 3\right] \frac{1}{10} = 5{,}69 \text{ Kil.}$$

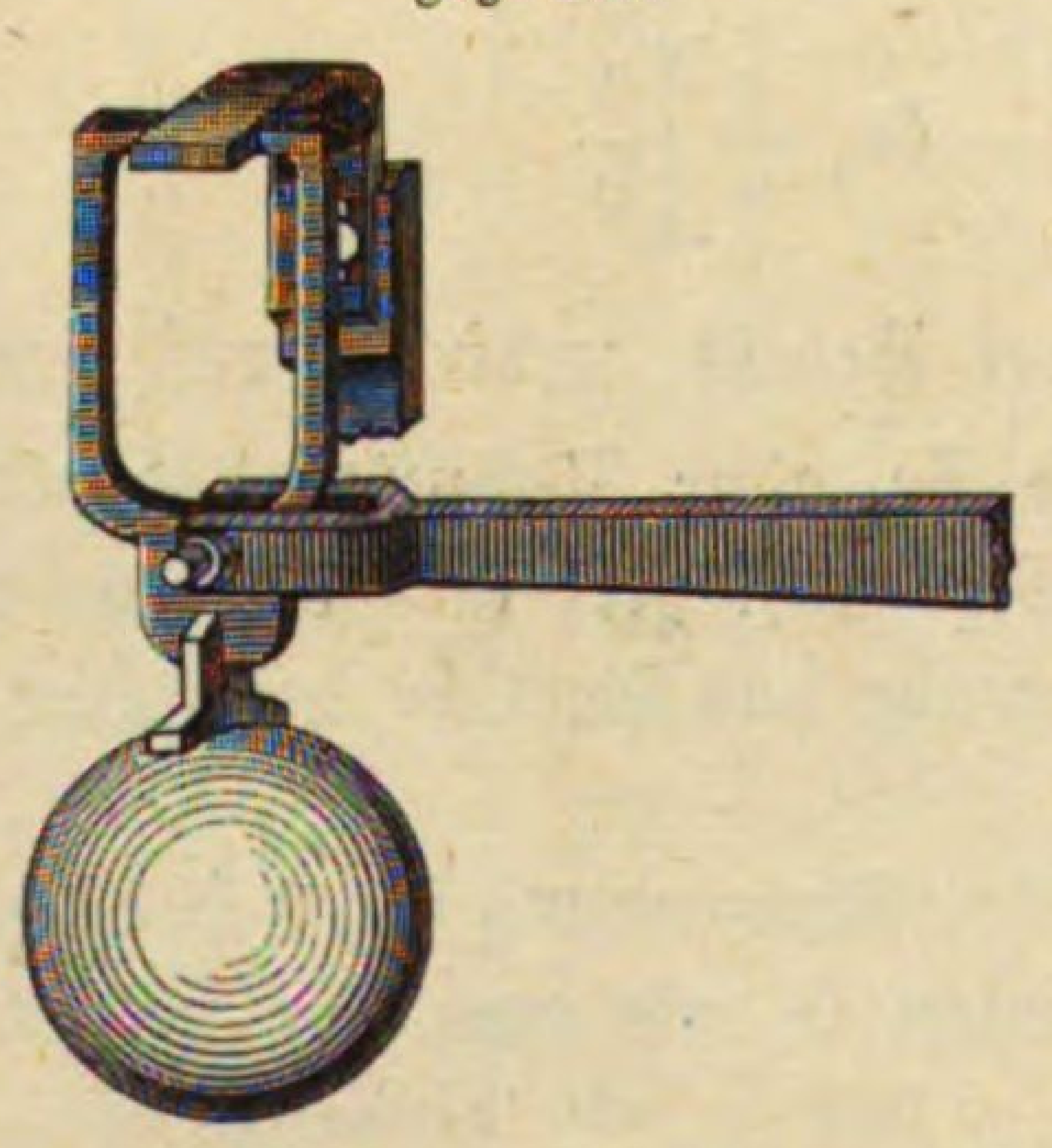
Wird auf das Gewicht des Ventils und des Hebels keine Rücksicht genommen, so erhält man als Belastung

$$G = 19{,}63 \,.\, 3 \,.\, 1{,}0334 \cdot \frac{1}{10} = 6{,}09 \text{ Kil.}$$

Die Ausblaseöffnung eines Sicherheitsventils ist ein Cylindermantel mit dem Inhalt $\pi\, d_1\, h$, wenn h die Hubhöhe bezeichnet. Da nun der Querschnitt der Oeffnung im Ventilsitz $\frac{1}{4}\ \pi\, d_1{}^2$ ist, so muß $\pi\, d_1\, h = \frac{1}{4}\ \pi\, d^2{}_1$ oder $h = \frac{1}{4}\ d_1$, d. h. die Hubhöhe $^1/_4$ des Ventildurchmessers betragen, wenn das Ventil im Falle der Gefahr hinreichend Dampf abführen soll. Diese Grenze wird jedoch von dem im Vorstehenden beschriebenen Ventil nicht erreicht. Denn sowie sich das Ventil hebt, bleibt die Spannung des Dampfes unter der Ventilfläche nicht konstant, sie sinkt im Gegentheil auf diejenige des Gegendruckes, der Atmosphäre, herunter. Daher wird der mittlere Druck auf die Ventilfläche kleiner als der Druck im Kessel. Diese Senkung wird um so auffallender, je größer die Spannung im Kessel ist. Aus diesem Grunde sind eine große Menge Verbesserungsvorschläge gemacht worden, von denen im Folgenden die hauptsächlichsten genannt werden sollen.

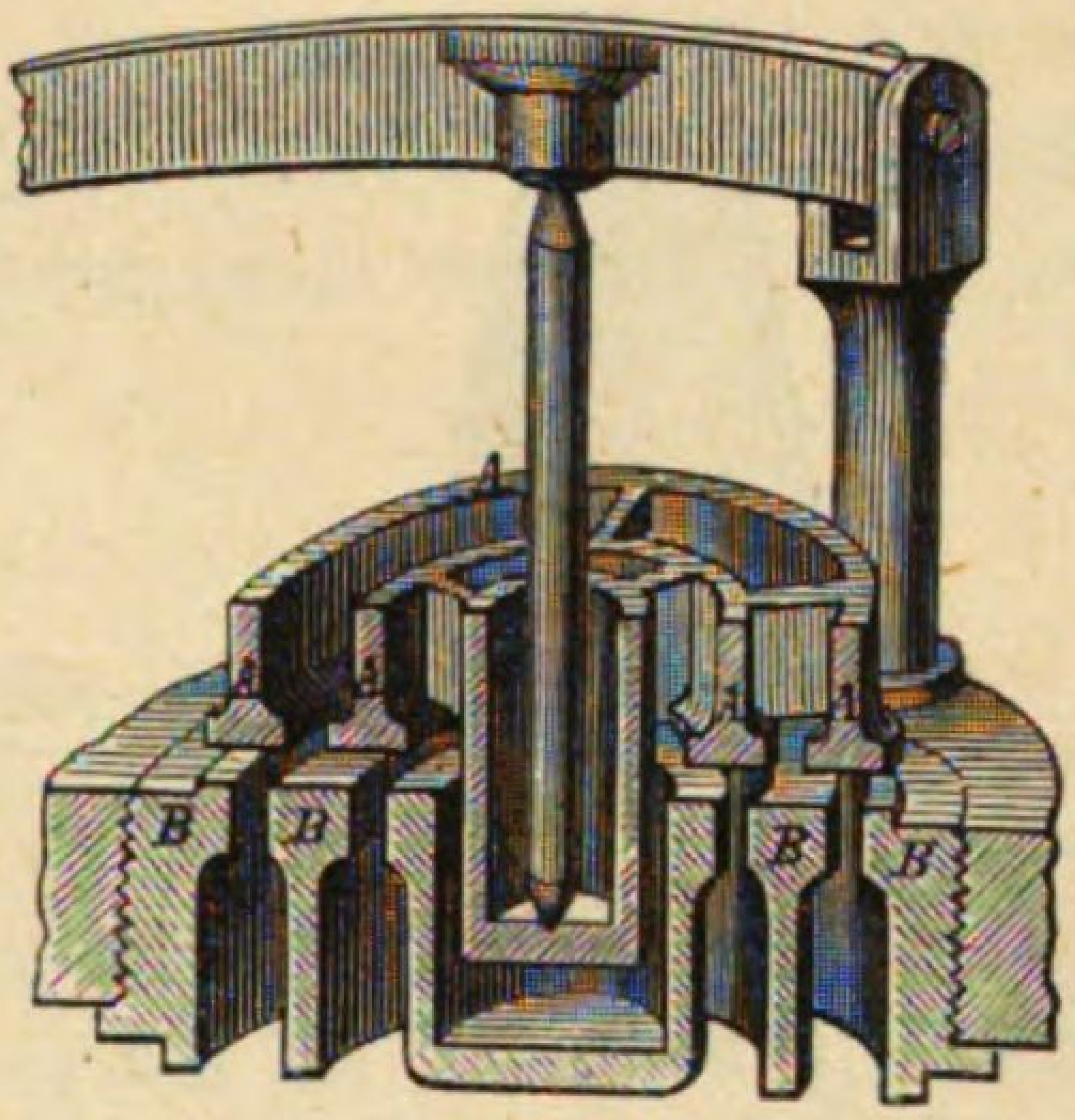
Boley's Sicherheitsventil entlastet sich von selbst, sobald es abzublasen anfängt. Zu diesem Zwecke ist durch das geschlitzte Hebelende (Fig. 125) der Bolzen einer Zange gesteckt, deren untere und kürzere Schenkel das Belastungsgewicht zwischen sich festhalten, so lange die Maximalspannung nicht erreicht ist. Deßhalb werden die oberen Schenkel, die gegen die unteren nicht gekreuzt sind, durch ein am Gestelle des Ventils befestigtes Stelleisen in solcher Entfernung von einander gehalten, daß die unteren Schenkel sich fest gegen einander andrücken und vermittelst dieses Druckes das Gewicht festhalten. Fängt das Ventil an abzublasen, so muß sich auch der Hebel mit der Zange heben, die oberen Schenkel steigen über das Stelleisen hinaus und klappen zusammen, worauf sofort die unteren Schenkel das Gewicht loslassen. Damit das Gewicht nicht auf den Kessel niederfalle, ist es an einer Kette aufgehängt, an welcher es nach der Entlastung hängen bleibt.

Fig. 125.



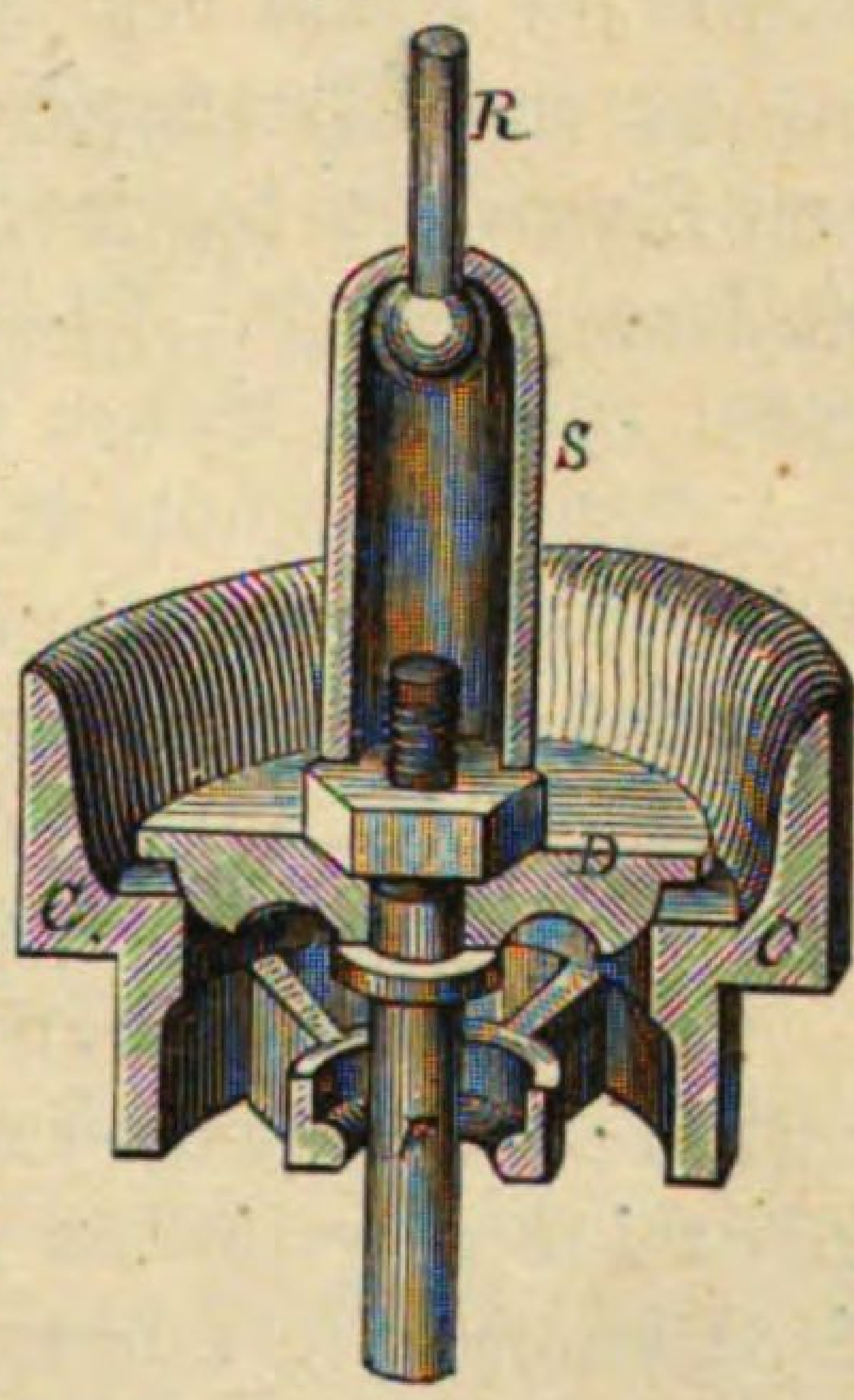
Hawthorn ersetzt das kreisförmige Ventil durch ein solches mit ringförmigen Durchgangsöffnungen, wie Fig. 126 zeigt. Das Ventil A ist auf den ebenfalls mit ringförmigen Kanälen versehenen Ventilsitz B flach aufgeschliffen. Der mittlere Theil desselben ist hohl und dient zur Aufnahme eines Stiftes, auf dessen oberes Ende der belastete Hebel drückt. Die Summe der ringförmigen Querschnitte wird so bestimmt, daß sie dem Querschnitt eines gewöhnlichen Kreisventils gleich wird, die Belastung also unverändert bleibt. Die ausblasende Dampfmenge wird aber deßhalb größer, weil der Cylindermantel, aus welchem die Ausblaseöffnung besteht, einen größeren Durchmesser hat, als bei dem gewöhnlichen Ventil.

Fig. 126.



Hartley's Ventil ist in Fig. 127 abgebildet. Auf einer scharfen Kante des Ventilsitzes C, welcher nach oben becherförmig erweitert ist, ruht das Ventil D mit einer Kugeloberfläche, während seine obere, ebene Fläche nach außen zu einer Art Flantsche ausgedehnt ist, ohne die Innenfläche des Bechers zu berühren. Die Stange F, an welcher das Ventil angeschraubt ist, trägt im Innern des Kessels das Belastungsgewicht, entweder direkt oder durch Vermittelung eines Hebels. Die durch eine Hülse S mit dem Ventil verbundene Stange R dient dazu, die Empfindlichkeit des Ventils zu prüfen. Der Vortheil der Hartley'schen Anordnung besteht darin, daß der ausströmende Dampf gegen eine größere, als die ursprünglich gedrückte Ventilfläche drückt, und daß der Dampf nicht seitlich, sondern in der Richtung nach oben auszuströmen gezwungen wird.

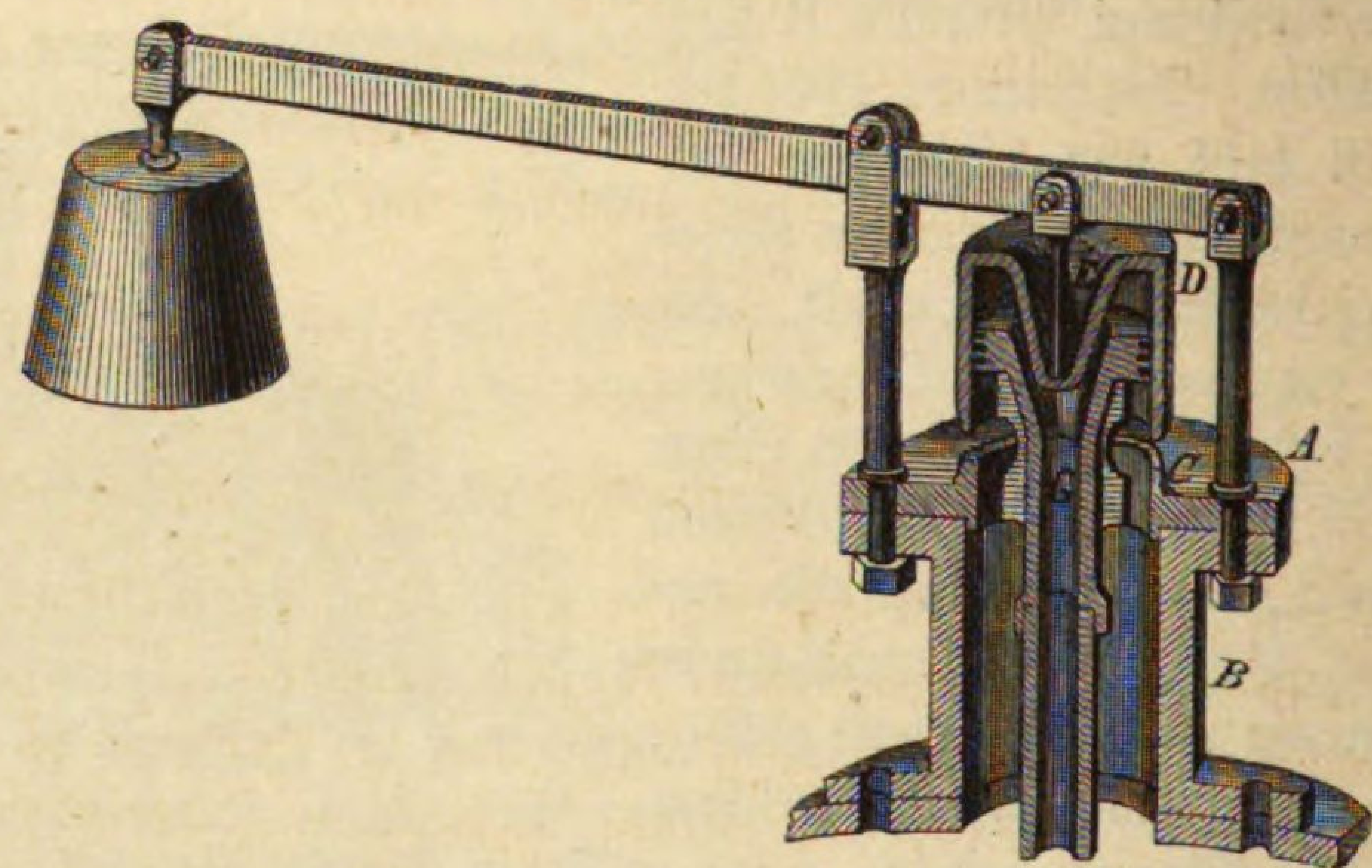
Fig. 127.



Bodmer benutzt den Druck des Kesselwassers zum Heben des Ventils. Die Flantsche A (Fig. 128 S. 236) über dem Rohrstutzen B hat einen vorspringenden Kranz C, der als Ventilsitz dient, und ist an einen Kolben angegossen, über welchen die ausgebohrte und die Stelle des Ventils vertretende Haube D aufgepaßt ist. Diese Haube D hat oben in der Mitte eine Vertiefung zur Aufnahme des Stiftes E, der die

Hebelbelastung auf das Ventil überträgt. Der Kolben ist konisch ausgebohrt und geht nach unten zu in ein Rohrstück G über, mit welchem

Fig. 128.



noch ein anderes, bis unter den Wasserspiegel im Kessel reichendes Rohr fest verbunden ist. Wenn nun die normale Dampfspannung im Kessel überschritten wird, so steigt das Kesselwasser in dem Rohre G auf, füllt den Raum zwischen dem Kolben und der Haube und hebt endlich die Haube von ihrem Sitze ab. Das Steigen dauert so lange, bis die Ausströmungsöffnung zwischen dem Ventile und seinem Sitze dem Querschnitt des freien Raumes zwischen den radialen Armen des Kolbens gleich ist. Weiter kann es sich dann nicht heben, weil der Hebel durch den Bolzen in der Führungssäule festgehalten wird.

Sicherheitsventile in Verbindung mit Schwimmern, um bei zu tiefem Wasserstande einen selbstthätigen Dampfabfluß zu eröffnen, sind zwar mehrfach vorgeschlagen, aber wegen Veranlassung spontaner Dampfentwickelung (S. 59) unbedingt zu verwerfen. Dagegen ist es zweckmäßig, eine Pfeife mit dem Sicherheitsventil in Verbindung zu bringen.

Bei Lokomotiven und transportabeln Dampfmaschinen wird das Belastungsgewicht in der Regel durch eine Feder ersetzt. Leider haben dergleichen Federn den Nachtheil, daß ihr Druck auf das Sicherheitsventil, während sich dasselbe hebt, nicht, wie dieß bei dem Gewichte der Fall ist, konstant bleibt, sondern nicht unbedeutend zunimmt, so zwar, daß der Dampf keineswegs mit der vorausbestimmten Maximalspannung aus der Ventilöffnung ausströmen kann, sondern diese dabei gesteigert wird. Verschiedene Mittel, durch welche man diesen Uebelstand zu beseitigen gesucht hat, sind im Polyt. Centralbl. 1853, S. 714 u. f. mitgetheilt. Lasson und Meyer wenden in Verbindung mit der Feder ein Hebelwerk an (Dingler, Bd. 215, p. 395).

Kirchweger hat statt der Federbelastung ein Gewicht angewendet, das in einer Führung geht. Um die Stöße der Lokomotive unschädlich zu machen, ist die Führung mit Gummi ausgefüttert und in die Aufhängestange eine kleine Pufferfeder eingeschaltet.

Jeder Kessel sollte mit zwei Sicherheitsventilen versehen sein, die möglichst weit von einander abstehen und zunächst dem Dampfraum liegen, so daß der Dampf keine Umwege aus dem Kessel nach dem Ventil zu machen hat.

4.

Luftventile.

Wenn sich Kessel, welche Wasser und Dampf enthalten, stark abkühlen, so daß der Dampf fast gänzlich verschwindet, so wirkt der Luftdruck von außen zusammendrückend auf die Kesselwände. Diesem Drucke müssen der Kessel und seine Röhrentheile widerstehen können. Ist vorauszusehen, daß dieß nicht mit hinreichender Sicherheit der Fall ist, so wendet man ein Ventil an, das sich nach innen öffnet, so bald die Dampfspannung merklich unter die einer Atmosphäre sinkt. Diese Ventile lassen alsdann Luft in den Kessel treten, und heißen deßhalb Luftventile. Sie vermehren dadurch den Druck im Innern und stellen annähernd Gleichgewicht her.

Hochdruckkessel bedürfen solcher Ventile nicht; dagegen mögen sie bei Niederdruckkesseln von der Kofferform am Platze sein. Ein Durchmesser der Ventile von 5 bis 6^{cm} genügt in allen Fällen vollkommen.

5.

Kesselproben.

Die Vorsicht erfordert, daß jeder Kessel vor dem Gebrauche, ferner nach jeder erheblichen Reparatur und endlich nach einer langen Arbeitsdauer probirt werde. Man will sich dadurch versichern, daß derselbe nirgends Dampf durchläßt und daß er der stärksten Spannung, der er in der Folge auszusetzen ist, widerstehen kann. Natürlich probirt man den Kessel auf einen höheren Druck, als er beim gewöhnlichen Betriebe zu erleiden hat, damit er auch nach längerem Gebrauche oder bei einer außerordentlichen Dampfentbindung den Dampfdruck aushalten kann. Auf einen übermäßig hohen Druck den Kessel zu probiren, ist nicht rathsam, weil er dann durch die Probe selbst schon leiden würde. Uebrigens enthalten darüber verschiedene Dampfkesselverordnungen genaue Vorschriften.

In Frankreich wurden nach der Verordnung von 1843 die Kessel der stehenden Maschinen auf den dreifachen, Röhrenkessel lokomobiler Maschinen auf den zweifachen des Arbeits-Ueberdruckes probirt; nach dem Dekret vom 25. Jan. 1865 soll der Probedruck das Zweifache des Arbeitsdruckes betragen für Kessel von $1/2$ bis 6 Atm. Arbeits-Ueberdruck und 6 Atm. mehr als dieser für jede höhere Spannung.

In Preußen soll nach dem Gesetz vom 29. Mai 1871 bei Kesseln, welche für eine Dampfspannung von nicht mehr als 5 Atm. Ueberdruck bestimmt sind, der Probedruck das Zweifache des Arbeitsdruckes und bei allen übrigen 5 Atm. mehr als der Arbeitsdruck betragen.

Fast allgemein bedient man sich zum Probiren der Kessel der Kaltwasser- oder hydrostatischen Probe vermittelst einer Druckpumpe. Der Kessel wird mit Wasser gefüllt, so daß keine Lufträume mehr vorhanden, jede Oeffnung und jedes Ventil bis auf die mit der Druckpumpe und die mit dem Manometer kommunicirenden dicht geschlossen und dann, nachdem man durch Versuche die Ueberzeugung von der gehörigen Dichtigkeit der Verschlüsse und Verbindungen gewonnen hat, stetig Wasser in den Kessel gepumpt, bis das Manometer den probemäßigen Stand erreicht. Statt den Druck am Manometer zu beobachten, kann man denselben auch, jedoch weniger genau, durch das Sicherheitsventil messen, indem man dasselbe dem Probedrucke entsprechend belastet.[1] Es wird dann so lange Wasser in den Kessel gepumpt, bis das Wasser rings am Umfange des Ventils gleichförmig hervorbringt; einzelne dünne Wasserstrahlen entscheiden nichts, da sie von Stößen oder von mangelhaftem Ventilschlusse herrühren können. Hat die Spannung im Kessel die erforderliche Höhe erreicht, so soll sie auch eine Zeitlang anhalten. Denn nun soll untersucht werden, ob an irgend einer Stelle des Kessels unter diesem Drucke ein Entweichen von Wasser oder eine Gestaltsveränderung zu bemerken ist. Eine Gestaltsveränderung macht den Kessel stets untauglich. Dagegen ist von einem eigentlichen Entweichen des Wassers durch Spalten wohl das Erscheinen einzelner Wassertröpfchen an den Nietverbindungen zu unterscheiden; letzteres kommt sehr oft vor, und verliert sich in der Regel beim Gebrauche, läßt sich jedoch durch Stemmen mittelst einiger leichter Hammerschläge beseitigen. Treten starke Undichtheiten hervor, so geht der Zeiger des Manometers rasch zurück. In diesem Falle wird, nöthigenfalls durch Ablassen von etwas Wasser, die Spannung beseitigt, an den angezeichneten undichten Stellen nachgestemmt und durch

[1] Ueber die Unsicherheit der Druckmessung durch Sicherheitsventile vgl. m. Ztschr. d. österr. Ing.-V. 1860. S. 80.

Eintreiben von Wasser wieder gepreßt. Zeigen sich einzelne Stellen noch nicht genügend dicht, so wird das Verfahren wiederholt. In einzelnen Fällen kommt es vor, daß gewisse Stellen in der bezeichneten Art nicht dicht gebracht werden und daß eine Umarbeitung nöthig wird.

Auf diese Weise wird der Kessel zur amtlichen Probe vom Verfertiger vorbereitet. Bei dieser soll nur ein verificirtes Manometer verwendet werden. Die Kesselingenieure haben gewöhnlich hiezu besondere Kontrolmanometer.

Die von Jobard vorgeschlagene Warmwasser-Probe besteht darin, daß der Kessel vollständig mit Wasser gefüllt und erwärmt wird, bis das Manometer die verlangte Anzahl Atmosphären über die normale Spannung anzeigt. Hierzu genügt eine sehr mäßige Erwärmung, da das Wasser nicht zusammendrückbar ist, sich in weit stärkerem Maße ausdehnt als das Eisen und daher bei seiner Ausdehnung einen sehr bedeutenden Druck ausübt.

Der Zusammenhang zwischen dem Probedruck P und dem Arbeitsdruck p beruht entweder auf dem Additions- oder dem Multiplikationsprincip, nach einer der nachstehenden Formeln

$$P = p + a \quad , \quad P = b\,p$$

worin a , b konstante Größen bezeichnen. Allein die konsequente Durchführung jeder dieser Formeln führt auf unzuläßige Resultate. Besser würde sich folgender Zusammenhang empfehlen:

$$P = p + c\sqrt{p}$$

worin c eine Konstante bezeichnet, die nur wenig über 1 liegen soll.

Für c = 1,5 erhielte man nach dieser Formel:

Arbeitsdruck	0,5	1	4	9	16	Atm.
Probedruck	1,55	2,5	7	13,5	22	„

6.

Kesselexplosionen.

Die nächste Ursache oder Veranlassung einer Kesselexplosion ist in der Regel eine der folgenden:

1. allmählige Abnützung und Deformation des Kessels;
2. übermäßige Dampfspannung;
3. zu tiefes Sinken des Wasserstandes;
4. plötzliche Dampfentwicklung;
5. schlechtes Material;
6. fehlerhafte Konstruktion;
7. mangelhafte Besorgung.

Was zunächst die Abnützung anbelangt, so leidet das Blech durch die längere Einwirkung des Feuers, durch wiederholte Abkühlung und Wiedererwärmung und durch den häufigen Wechsel der Spannung, welcher es ausgesetzt ist. Dadurch verliert das Eisen an Zähigkeit, Ausdehnbarkeit und Festigkeit und kann nicht mehr die Spannung aushalten, für welche der Kessel im neuen Zustand berechnet und probirt war. Ganz besonderes Augenmerk ist in dieser Beziehung auf die Feuerröhren zu richten, welche von außen gedrückt werden und eine geringe Sicherheit gewähren, sobald sie nicht vollkommen rund sind. Bisweilen enthält auch das Speisewasser freie Säure, welche das Eisen rasch zerstört.

In dem Augenblick vor der Explosion ist die äußere Kraft, senkrecht auf die Rißfläche, größer als die Festigkeit des Materials. Diese äußere Kraft ist meistens eine Summe aus mehreren Theilen. Einer dieser Theile ist der Dampfdruck. Daher wirkt der Dampfdruck bei jeder Explosion mit und kann bei übermäßigem Betrag die direkte Ursache der Explosion sein, z. B. in allen jenen Fällen, wo der Kessel für den gewöhnlichen Arbeitsdruck einen geringen Ueberschuß an Festigkeit besitzt, oder wo anderweitige Ursachen, die zur Erwähnung kommen, einzeln oder zusammen auftreten, jedoch für sich allein die Explosion nicht herbeizuführen vermöchten.

Viele Explosionen haben ihren Grund darin, daß der Wasserstand im Kessel zu niedrig ist. Wenn die Flamme einen Kesseltheil bestreicht, der im Innern nicht vom Wasser berührt ist, so kommt dieser Theil bald zum Glühen. Dadurch sinkt die Festigkeit des Eisens und nähert sich dem Werth der Dampfspannung. Nach Versuchen von Thémery und Poirier ging die Festigkeit eines Eisenstabes von 4345 Kil. auf 780 Kil., also auf $^1/_6$ des ursprünglichen Werthes, hinunter, als er dunkelroth erwärmt wurde. Bei einer solchen Erwärmung kann also die Explosion ohne weitere Ursache eintreten. Allein es sind in der Regel noch andere mitwirkende Faktoren vorhanden. Gelangt nun noch plötzlich ein Schwall Wasser an die glühenden Theile der Kesselwand, so müssen schädliche Wirkungen eintreten. Wird die Wand dadurch plötzlich abgekühlt, so können Risse entstehen; wird sie nicht abgekühlt, so bildet sich der Leidenfrost'sche Vorgang. Läßt man nämlich in eine bis zum Rothglühen erhitzte Metallschale einige Tropfen Wasser fallen, so rundet sich dasselbe wie Quecksilber in einem Glasgefäß ab und nimmt eine raschdrehende Bewegung an, ohne in's Kochen zu kommen und ohne merklich an Volumen abzunehmen. Bei lebhaftem Glühen kann man nach und nach eine ziemlich beträchtliche Menge Wasser in die Schale gießen, ohne daß es zum Kochen kommt. Wenn aber die

Schale erkaltet, so beginnt das Wasser plötzlich mit der größten Heftigkeit zu kochen, so daß es nach allen Richtungen fortgeschleudert wird. Man erklärt sich dieses Phänomen daraus, daß zwischen den Wassertheilchen und dem glühenden Metall eine zu wenig innige Berührung stattfindet, als daß genug Wärme in das Wasser übergehen kann, um das Kochen hervorzubringen. Bei abnehmender Hitze stellt sich die Berührung wieder her und gibt Anlaß zu plötzlicher Dampfentwickelung. Aehnliche Bedingungen sind aber auch bei einem Kessel mit glühenden Wänden gegeben, der rasch und besonders mit kaltem Wasser gespeist wird, oder in welchem plötzlich eine Kesselsteinkruste sich ablöst. Einige Zeit lang bleibt das Wasser mit der glühenden Fläche in Berührung, ohne zu kochen; nachdem aber die Kesselwände sich etwas abgekühlt haben, beginnt plötzlich die Dampfbildung mit Heftigkeit, es entstehen stoßende Wirkungen, welche in Verbindung mit der erhöhten Dampfspannung die Explosion herbeiführen können.

Eine weitere Veranlassung zu plötzlicher Dampfentwicklung bildet der sogenannte Siedeverzug. Das Wasser siedet unter normalen Verhältnissen immer bei einem der Temperatur entsprechenden Drucke; allein wenn das Wasser mit einer Fettdecke belegt oder wenn es ausgekocht, d. h. ohne Luftgehalt ist oder wenn beide Umstände zusammentreffen, so bedarf es einer höhern Temperatur als gewöhnlich, um ins Sieden zu gerathen. Gesetzt ein solcher Siedeverzug sei gerade während der Betriebseinstellung entstanden. Beginnt nun der Betrieb plötzlich, so entsteht Bewegung im Wasser und auf dessen Oberfläche und es tritt eine plötzliche Dampfentwicklung ein, deren Raschheit der überschüssigen Wärme entspricht. Hieraus müssen stoßende Wirkungen entstehen, welche möglicher Weise eine Explosion veranlassen können. Diese von Düfour in Lausanne herrührende Hypothese beruht auf Versuchen, welche in Poggendorff's Annalen, Bd. 142, S. 296, angegeben sind.

Bei vielen Kesselexplosionen liegt die Ursache im schlechten Material. Eine Glasröhre, welche ungleichförmig erwärmt wird, zerspringt, sobald die Temperaturdifferenz in zwei gegenüberliegenden Stellen eine bestimmte Grenze überschreitet. Die Erscheinung ist leicht zu erklären. An der Röhre liegen zwei Zonen aneinander, eine heißere und eine kältere. Die heißere dehnt sich in Folge der Erwärmung mehr aus als die kältere. Dadurch üben beide Zonen Wirkungen auf einander aus. Die kältere wirkt zusammendrückend auf die heißere, diese ausdehnend auf die kältere. Allein die kältere vermag nur ein bestimmtes Maß von Ausdehnung zu ertragen; wird dieses überschritten, so springt der kältere Theil und damit auch die Röhre. Wäre das

Glas ausdehnbar wie Kupfer, Messing, weiches Eisen ꝛc., so würde die Röhre bei jener Temperaturdifferenz nicht springen. Sie springt nur, weil das Glas einen geringen Grad von Ausdehnbarkeit besitzt.

An Dampfkesseln, Bouilleurs, Feuerröhren ꝛc. treten nun solche ungleiche Erwärmungen ebenfalls auf. Ist z. B. der eine Theil der Röhre mit einer schlechtleitenden Kruste belegt, der andere frei davon, so muß der erstere Theil heißer werden als der letztere. Bleibt ferner an einzelnen Stellen Dampf hängen in Form eines Dampfpelzes, oder bleiben größere Dampfmassen, in Folge unregelmäßiger oder gestörter Cirkulation stecken, so müssen die mit Dampf belegten Theile der Heizflache wärmer werden als andere. Die Wirkungen dieser heißern und kältern Zonen auf einander sind nun wie die bei der Gasröhre angegebenen. Ist das Material spröde, kurz, so vermag der kältere Theil die Ausdehnung, zu welcher er gezwungen wird, nicht auszuhalten und wird reißen. Ist das Material ausdehnbar, zähe, so wird der kältere Theil dem heißern folgen ohne zu brechen.

Der Unterschied zwischen gutem und schlechtem Eisen ist in dieser Beziehung sehr groß. Es wird bisweilen Eisen zu Kesseln verwendet, das im kalten Zustand per 1^{m} Länge nur eine Zunahme von 5^{mm} verträgt, während zähes Eisen eine Zunahme bis auf 150^{mm} aushalten kann. Es sollte nun zu Dampfkesseln kein Eisen verwendet werden, das sich per 1^{m} Länge nicht wenigstens um 50^{mm} ausdehnen läßt. Die Probe könnte mit einem schmalen Streifen gemacht werden.

Man denke sich die Aufbiegung des Bleches cylindrisch ausgeführt, so wird die mittlere Schichte ihre ursprüngliche Länge beibehalten, während die äußeren Schichten sich ausdehnen, die innern verkürzen. Die Krümmung soll nun so gewählt werden, daß die äußerste Schichte gerade auf den Punkt kommt zu zerreißen. Es soll der Durchmesser der Krümmung bestimmt werden.

Nun sei die Blechdicke e und der Durchmesser der mittleren neutralen Schichte d, so ist $d\,\pi$ die Länge der neutralen und $(d + e)\,\pi$ die Länge der äußersten Schichte, also $e\,\pi$ ihr Unterschied, d. h. die äußerste Schichte ist um $e\,\pi$ länger als die mittlere, also hat die Länge $d\,\pi$ bei der Aufbiegung zugenommen um $e\,\pi$, oder die Länge d um e.

Soll nun das Blech auf 100^{cm} Länge eine Zunahme von 5^{cm} ertragen, so muß sein $d : e = 100 : 5$ oder

$$d = 20\,e$$

d. h. es soll der Krümmungsdurchmesser d hinunter gehen können bis auf das Zwanzigfache der Blechdicke, bevor die konvexe Seite des aufgebogenen Bleches reißt. Treten bei dieser oder einer schwächeren Biegung Risse ein, so ist das Blech zu verwerfen.

Die Praxis mag zeigen, wie die Konstante 20 der vorstehenden Gleichung für die verschiedenen Zwecke genommen werden sollte.

Fehlerhafte Konstruktion kann auch als Ursache einzelner Explosionen bezeichnet werden. Ist z. B. der Wassergehalt eines Kessels mit großer Heizfläche sehr klein, so sinkt auch sehr bald der Wasserstand unter die zulässige Grenze; ebenso wenn bei der Einmauerung die Feuerlinien zu hoch an die Wasserlinien gerückt werden. Ist keine Fürsorge getroffen, daß die unreinen Ablagerungen auf irgend einer Stelle der Heizfläche entfernt werden können, so kann dieser Theil eine gefährliche Temperatur annehmen. Ist die Anordnung in einem Kessel der Art, daß durch die Strömung die Dampfspelze an einzelnen Stellen weggewaschen werden, an andern nicht; ferner daß bei Drehungen die Wasser- und Dampfströmungen sich stören und daß vorübergehend Dampf zurückgehalten wird 2c., so muß eine ungleiche Erwärmung der Kesselwände entstehen, welche Anlaß zu einer Explosion geben kann.

Hieher können auch gezählt werden: Schlechte Verbindung der Theile untereinander, Verwendung von Gußeisen an Stellen, wo es dem Feuer ausgesetzt wird, schlechte Arbeit u. s. w.

Endlich gehört auch die mangelhafte Besorgung unter die Ursachen der Kesselexplosionen. Die Flamme soll nicht zu heftig auf die Kesselwände einwirken, die Temperatur im Feuerraum nicht zu groß sein, der Kessel nicht forcirt werden, die Gase keine schädlichen Bestandtheile enthalten. Es soll kein Speisewasser verwendet werden, das die Kesselwände angreift, zu viel Fett oder Kesselstein bildende Bestandtheile enthält.

Der Wasserstand soll vor Allem aus immer in genügender Höhe erhalten werden. Der Heizer muß daher ein wachsames Auge auf den Wasserstandszeiger und die Speisepumpe haben. In der Regel ist der tiefste zulässige Wasserstand, 10 bis 12^{cm} über der Feuerlinie (S. 104), durch eine Marke angegeben. Sollte nun der Wasserstand um 6 bis 8^{cm} unter die Marke gesunken sein, so rückt die Gefahr schon nahe; er soll dann sogleich das Feuer mäßigen oder einstellen durch Herablassen des Registers und die Pumpe in Gang setzen. Hat sich dann der Wasserstand wieder auf die rechte Höhe erhoben, so kann der Betrieb beginnen. Ist aber der Wasserstand um 12^{cm} und mehr unter die Marke, also auch bis zur Feuerlinie oder unter dieselbe gesunken, so ist die größte Gefahr vorhanden. Der Heizer hat dann sofort das Feuer herauszuziehen, Register und Ofenthür zu öffnen und so einen kalten Luftstrom durch die Züge zu lassen, der den Kessel abkühlt und die Dampfspannung vermindert. Bevor diese Spannung auf 2 oder 1 Atmosphären heruntergegangen, darf der Kessel nicht gespeist werden.

Es ist auch nicht rathsam, das Sicherheitsventil zu öffnen, um durch die spontane Dampfentwicklung stoßende Wirkungen zu vermeiden.

Der Kessel soll rechtzeitig im Innern gereinigt werden; es sollen zeitweise seine Wandungen auf der innern und äußern Seite untersucht werden, um angefressene Stellen, Risse, Verbiegungen zc. zu entdecken; ferner soll untersucht werden, ob nicht Theile des Ofens, wo ein solcher vorhanden, ausgebrochen seien, welche den heißen Gasen den Zutritt über die normale Feuerlinie hinauf gestatten.

Endlich soll das Sicherheitsventil nie überlastet und häufig nachgesehen werden, ob es in dienstfähigem Zustande sei.

Es geht aus dem Gesagten hervor, daß zur Verhütung von Explosionen vor Allem ein umsichtiger und zuverlässiger Heizer nothwendig ist. Eine sehr nützliche Instruktion für Heizer enthält ein kleines Werkchen: „Die nothwendigsten Regeln für die Behandlung der Dampfkessel-Feuerungen, nebst einem Katechismus für den praktischen Dampfkesselheizer, von Adolf Scheefer, Verlag von Rudolf Gärtner in Berlin."

VI.

Vorschriften über Dampfkessel.

1.

Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln in Preußen (vom 29. Mai 1871).

I. Bau der Dampfkessel.

Kesselwandungen. §. 1. Die vom Feuer berührten Wandungen der Dampfkessel, der Feuerröhren und der Sieberöhren dürfen nicht aus Gußeisen hergestellt werden, sofern deren lichte Weite bei cylindrischer Gestalt 25 Centimeter, bei Kugelgestalt 30 Centimeter übersteigt.

Die Verwendung von Messingblech ist nur für Feuerröhren, deren lichte Weite 10 Centimeter nicht übersteigt, gestattet.

Feuerzüge. §. 2. Die um oder durch einen Dampfkessel gehenden Feuerzüge müssen an ihrer höchsten Stelle in einem Abstand von mindestens 10 Centimetern unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserspiegel des Kessels liegen. Bei Dampfschiffskesseln von 1 bis 2 Meter Breite muß der Abstand mindestens 15 Centimeter, bei solchen von größerer Breite mindestens 25 Centimeter betragen.

Diese Bestimmungen finden keine Anwendung auf Dampfkessel, welche aus Sieberöhren von weniger als 10 Centimeter Weite bestehen, sowie auf solche Feuerzüge, in welchen ein Erglühen des mit dem Dampfraum in Berührung

stehenden Theiles der Wandungen nicht zu befürchten ist. Die Gefahr des Erglühens ist in der Regel als ausgeschlossen zu betrachten, wenn die vom Wasser bespülte Kesselfläche, welche von dem Feuer vor Erreichung der vom Dampf bespülten Kesselfläche bestrichen wird, bei natürlichem Luftzug mindestens zwanzigmal, bei künstlichem Luftzug mindestens vierzigmal so groß ist, als die Fläche des Feuerrostes.

II. Ausrüstung der Dampfkessel.

Speisung. §. 3. An jedem Dampfkessel muß ein Speiseventil angebracht sein, welches bei Abstellung der Speisevorrichtung durch den Druck des Kesselwassers geschlossen wird.

§. 4. Jeder Dampfkessel muß mit zwei zuverlässigen Vorrichtungen zur Speisung versehen sein, welche nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind, und von denen jede für sich im Stande ist, dem Kessel die zur Speisung erforderliche Wassermenge zuzuführen. Mehrere zu einem Betriebe vereinigte Dampfkessel werden hierbei als ein Kessel angesehen.

Wasserstandszeiger. §. 5. Jeder Dampfkessel muß mit einem Wasserstandsglase und mit einer zweiten geeigneten Vorrichtung zur Erkennung seines Wasserstandes versehen sein. Jede dieser Vorrichtungen muß eine gesonderte Verbindung mit dem Innern des Kessels haben, es sei denn, daß die gemeinschaftliche Verbindung durch ein Rohr von mindestens 60 Quadratcentimeter lichtem Querschnitt hergestellt ist.

§. 6. Werden Probirhähne zur Anwendung gebracht, so ist der unterste derselben in der Ebene des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes anzubringen. Alle Probirhähne müssen so eingerichtet sein, daß man behufs Entfernung von Kesselstein in gerader Richtung hindurchstoßen kann.

Wasserstandsmarke. §. 7. Der für den Dampfkessel festgesetzte niedrigste Wasserstand ist an dem Wasserstandsglase, sowie an der Kesselwandung oder dem Kesselmauerwerk durch eine in die Augen fallende Marke zu bezeichnen.

Sicherheitsventil. §. 8. Jeder Dampfkessel muß mit wenigstens einem zuverlässigen Sicherheitsventil versehen sein.

Wenn mehrere Kessel einen gemeinsamen Dampfsammler haben, von welchem sie nicht einzeln abgesperrt werden können, so genügen für dieselben zwei Sicherheitsventile.

Dampfschiffs-, Lokomobil- und Lokomotivkessel müssen immer mindestens zwei Sicherheitsventile haben. Bei Dampfschiffskesseln, mit Ausschluß derjenigen auf Seeschiffen, ist dem einen Ventil eine solche Stellung zu geben, daß die vorgeschriebene Belastung vom Verdeck aus mit Leichtigkeit untersucht werden kann.

Die Sicherheitsventile müssen jederzeit gelüftet werden können. Sie sind höchstens so zu belasten, daß sie bei Eintritt der für den Kessel festgesetzten Dampfspannung den Dampf entweichen lassen.

Manometer. §. 9. An jedem Dampfkessel muß ein zuverlässiges Manometer angebracht sein, an welchem die festgesetzte höchste Dampfspannung durch eine in die Augen fallende Marke zu bezeichnen ist.

An Dampfschiffskesseln müssen zwei dergleichen Manometer angebracht werden, von denen sich das eine im Gesichtskreise des Kesselwärters, das andere mit Ausnahme der Seeschiffe auf dem Verdeck an einer für die Beobachtung bequemen Stelle befindet. Sind auf einem Dampfschiffe mehrere Kessel vorhanden, deren Dampfräume mit einander in Verbindung stehen, so genügt es, wenn außer den an einzelnen Kesseln befindlichen Manometern auf dem Verdeck ein Manometer angebracht ist.

Kesselmarke. §. 10. An jedem Dampfkessel muß die festgesetzte höchste Dampfspannung, der Name des Fabrikanten, die laufende Fabriknummer und das Jahr der Anfertigung in leicht erkennbarer und dauerhafter Weise angegeben sein.

III. Prüfung der Dampfkessel.

Druckprobe. §. 11. Jeder neu aufzustellende Dampfkessel muß nach seiner letzten Zusammensetzung vor der Einmauerung oder Ummantelung unter Verschluß sämmtlicher Oeffnungen mit Wasserdruck geprüft werden.

Die Prüfung erfolgt bei Dampfkesseln, welche für eine Dampfspannung von nicht mehr als fünf Atmosphären Ueberdruck bestimmt sind, mit dem zweifachen Betrage des beabsichtigten Ueberdruckes, bei allen übrigen Dampfkesseln mit einem Drucke, welcher den beabsichtigten Ueberdruck um fünf Atmosphären übersteigt. Unter Atmosphärendruck wird ein Druck von einem Kilogramm auf den Quadratcentimeter verstanden.

Die Kesselwandungen müssen dem Probedruck widerstehen, ohne eine bleibende Veränderung ihrer Form zu zeigen, und ohne undicht zu werden. Sie sind für undicht zu erachten, wenn das Wasser bei dem höchsten Druck in anderer Form als der von Nebel oder feinen Perlen durch die Fugen dringt.

§. 12. Wenn Dampfkessel eine Ausbesserung in der Kesselfabrik erfahren haben, oder wenn sie behufs der Ausbesserung an der Betriebsstätte ganz bloßgelegt worden sind, so müssen sie in gleicher Weise, wie neu aufzustellende Kessel, der Prüfung mittelst Wasserdruckes unterworfen werden.

Wenn bei Kesseln mit innerem Feuerrohr ein solches Rohr und bei den nach Art der Lokomotivkessel gebauten Kesseln die Feuerbüchse behufs Ausbesserung oder Erneuerung herausgenommen, oder wenn bei cylindrischen und Siedekesseln eine oder mehrere Platten neu eingezogen werden, so ist nach der Ausbesserung oder Erneuerung ebenfalls die Prüfung mittelst Wasserdruckes vorzunehmen. Der völligen Bloßlegung des Kessels bedarf es hier nicht.

Prüfungsmanometer. §. 13. Der bei der Prüfung ausgeübte Druck darf nur durch ein genügend hohes offenes Quecksilbermanometer, oder durch das von dem prüfenden Beamten geführte amtliche Manometer festgestellt werden.

An jedem Dampfkessel muß sich eine Einrichtung befinden, welche dem prüfenden Beamten die Anbringung des amtlichen Manometers gestattet.

IV. Aufstellung der Dampfkessel.

Aufstellungsort. §. 14. Dampfkessel, welche für mehr als vier Atmosphären Ueberdruck bestimmt sind, und solche, bei welchen das Produkt aus der

feuerberührten Fläche in Quadratmetern und der Dampfspannung in Atmosphären Ueberdruck mehr als zwanzig beträgt, dürfen unter Räumen, in welchen Menschen sich aufzuhalten pflegen, nicht aufgestellt werden. Innerhalb solcher Räume ist ihre Aufstellung unzulässig, wenn dieselben überwölbt oder mit fester Balkendecke versehen sind.

An jedem Dampfkessel, welcher unter Räumen, in welchen Menschen sich aufzuhalten pflegen, aufgestellt wird, muß die Feuerung so eingerichtet sein, daß die Einwirkung des Feuers auf den Kessel sofort gehemmt werden kann.

Dampfkessel, welche aus Sieberöhren von weniger als 10 Centimeter Weite bestehen, und solche, welche in Bergwerken unterirdisch oder in Schiffen aufgestellt werden, unterliegen diesen Bestimmungen nicht.

Kesselmauerung. §. 15. Zwischen dem Mauerwerk, welches den Feuerraum und die Feuerzüge feststehender Dampfkessel einschließt, und den dasselbe umgebenden Wänden muß ein Zwischenraum von mindestens 8 Centimetern verbleiben, welcher oben abgedeckt und an den Enden verschlossen werden darf.

V. Allgemeine Bestimmungen.

§. 16. Wenn Dampfkesselanlagen, die sich zur Zeit bereits in Betrieb befinden, den vorstehenden Bestimmungen aber nicht entsprechen, eine Veränderung der Betriebsstätte erfahren sollen, so kann bei deren Genehmigung eine Abänderung in dem Bau der Kessel nach Maßgabe der §§. 1 und 2 nicht gefordert werden. Dagegen finden im Uebrigen die vorstehenden Bestimmungen auch für solche Fälle Anwendung.

§. 17. Die Centralbehörden der einzelnen Bundesstaaten sind befugt, in einzelnen Fällen von der Beachtung der vorstehenden Bestimmungen zu entbinden.

§. 18. Die vorstehenden Bestimmungen finden keine Anwendung: 1) auf Kochgefässe, in welchen mittelst Dampfes, der einem anderweitigen Dampfentwickler entnommen ist, gekocht wird; 2) auf Dampfüberhitzer oder Behälter, in welchen Dampf, der einem anderweitigen Dampfentwickler entnommen ist, durch Einwirkung von Feuer besonders erhitzt wird; 3) auf Kochkessel, in welchen Dampf aus Wasser durch Einwirkung von Feuer erzeugt wird, wofern dieselben mit der Atmosphäre durch ein unverschließbares, in den Wasserraum hinabreichendes Standrohr von nicht über 5 Meter Höhe und mindestens 8 Centimeter Weite verbunden sind.

§. 19. In Bezug auf die Kessel in Eisenbahn-Lokomotiven bleiben auch ferner noch die Bestimmungen des Bahnpolizeireglements für Eisenbahnen vom 3. Juni 1870 in Geltung.

2.

Gesetz, den Betrieb der Dampfkessel betreffend (vom 3. Mai 1872).

§. 1. Die Besitzer von Dampfkesselanlagen oder die an ihrer Statt zur Leitung des Betriebes bestellten Vertreter, sowie die mit der Bewartung von Dampfkesseln beauftragten Arbeiter sind verpflichtet, dafür Sorge zu tragen, daß während des Betriebes die bei Genehmigung der Anlage oder allgemein

vorgeschriebenen Sicherheitsvorrichtungen bestimmungsmäßig benutzt, und Kessel, die sich nicht in gefahrlosem Zustande befinden, nicht im Betriebe erhalten werden.

§. 2. Wer den ihm nach §. 1 obliegenden Verpflichtungen zuwiderhandelt, verfällt in eine Geldstrafe bis zu 200 Thlr. oder in eine Gefängnißstrafe bis zu drei Monaten.

§. 3. Die Besitzer von Dampfkesselanlagen sind verpflichtet, eine amtliche Revision des Betriebes durch Sachverständige zu gestatten, die zur Untersuchung der Kessel benöthigten Arbeitskräfte und Vorrichtungen bereit zu stellen und die Kosten der Revision zu tragen.

Die näheren Bestimmungen über die Ausführung dieser Vorschrift hat der Minister für Handel, Gewerbe und öffentliche Arbeiten zu erlassen.

§. 4. Alle mit diesem Gesetze nicht im Einklange stehenden Bestimmungen, insbesondere das Gesetz, den Betrieb der Dampfkessel betreffend, vom 7. Mai 1856 (Gesetz-Sammlung S. 295), werden aufgehoben.

Urkundlich ꝛc.

3.

Regulativ zur Ausführung des Gesetzes vom 3. Mai 1872, den Betrieb der Dampfkessel betreffend.

Auf Grund der Vorschrift im §. 3 des Gesetzes vom 3. Mai 1872, den Betrieb der Dampfkessel betreffend, wird Nachfolgendes verordnet:

1. Ein jeder im Betriebe befindliche Dampfkessel soll von Zeit zu Zeit einer technischen Untersuchung unterliegen.

Es bleibt vorbehalten, Ausnahmen hiervon nachzulassen, insoweit dieß im Interesse der öffentlichen Sicherheit unbedenklich erscheint.

2. Die technische Untersuchung hat zum Zweck, den Zustand der Kesselanlage überhaupt, deren Uebereinstimmung mit dem Inhalt der Genehmigungsurkunde und die bestimmungsmäßige Benutzung der bei Genehmigung der Anlage oder allgemein vorgeschriebenen Sicherheitsvorrichtungen festzustellen.

3. Die Untersuchung erfolgt hinsichtlich der Dampfkessel auf Bergwerken, Aufbereitungsanstalten und Salinen, auf welche die Vorschriften des allgemeinen Berggesetzes vom 24. Juni 1865 Anwendung finden, durch die Bergrevierbeamten, im Uebrigen durch die von der zuständigen Staatsbehörde dazu berufenen Sachverständigen. Namen und Wohnort derselben wird, unter Bezeichnung des Bezirkes, auf welchen ihr Auftrag sich erstreckt, durch das Amtsblatt bekannt gemacht.

Bewegliche Dampfkessel gehören zu demjenigen Bezirke, in welchem ihr Besitzer oder dessen Vertreter wohnt, Dampfschiffskessel zu demjenigen, in welchem die Schiffe überwintern, oder falls dieß außerhalb Landes geschieht, zu demjenigen, in welchem ihr Hauptanlegeplatz sich befindet.

4. Dampfkessel, deren Besitzer Vereinen angehören, welche eine regelmäßige und sorgfältige Ueberwachung der Kessel vornehmen lassen, können mit Genehmigung des Ministeriums für Handel, Gewerbe und öffentliche Arbeiten von der amtlichen Revision befreit werden.

Es bedarf einer öffentlichen Bekanntmachung durch das Amtsblatt, wenn einem Vereine eine solche Vergünstigung gewährt oder dieselbe wieder entzogen worden ist.

Ausnahmsweise kann auch einzelnen Dampfkesselbesitzern, welche für eine regelmäßige Ueberwachung ihrer Dampfkessel entsprechende Einrichtungen getroffen haben, die gleiche Vergünstigung zu Theil werden.

5. Die vorgedachten Vereine haben den königlichen Regierungen (resp. Landdrosteien, Oberbergämtern, in Berlin dem königlichen Polizei-Präsidium) ein Verzeichniß der dem Verein angehörenden Kesselbesitzer unter Angabe der Anzahl der von denselben in dem Bezirke betriebenen Kessel, sowie eine Uebersicht aller in dem Laufe des Jahres ausgeführten Untersuchungen, welche zugleich deren Art und Ergebniß ersehen läßt, am Jahresschluß einzureichen. Sie haben ferner von jeder Aufnahme eines Kessels in den Verband und von jedem Ausscheiden aus demselben dem zur amtlichen Untersuchung der Dampfkessel in dem betreffenden Bezirke berufenen Sachverständigen unverzüglich Nachricht zu geben.

Die veröffentlichten Jahresberichte sind regelmäßig dem Ministerium für Handel, Gewerbe und öffentliche Arbeiten vorzulegen.

Die Vorschriften im ersten Absatze finden auch auf einzelne von der amtlichen Aufsicht befreite Kesselbesitzer (4) Anwendung.

6. Die amtliche Untersuchung der Dampfkessel ist eine äußere und eine innere. Jene findet alle zwei Jahre, diese alle sechs Jahre statt und ist dann mit jener zu verbinden.

7. Die äußere Untersuchung besteht vornehmlich in einer Prüfung der ganzen Betriebsweise des Kessels; eine Unterbrechung des Betriebes darf dabei nur verlangt werden, wenn Anzeichen gefahrbringender Mängel, deren Dasein und Umfang anders nicht festgestellt werden kann, sich ergeben haben.

Die Untersuchung ist vornehmlich zu richten: auf die Vorrichtungen zum regelmäßigen Speisen des Kessels, auf die Ausführung und den Zustand der Mittel, den Normal-Wasserstand in dem Kessel zu allen Zeiten mit Sicherheit beurtheilen zu können; auf die Vorrichtungen, welche gestatten, den etwaigen Niederschlag an den Kesselwandungen zu entdecken und den Kessel zu reinigen; auf die Vorrichtungen zum Erkennen der Spannung der Dämpfe im Kessel; auf die Ausführung und den Zustand der Mittel, den Dämpfen einen freien Abzug zu gestatten, wenn die Normalspannung überschritten wird; auf die Ausführung und den Zustand der Feuerungsanlage selbst, die Mittel zur Regelung und Absperrung des Zutrittes der atmosphärischen Luft und zur thunlichst schnellen Beseitigung des Feuers.

Auch ist zu prüfen, ob der Kesselwärter die zur Sicherheit des Betriebes erforderlichen Vorrichtungen kennt und anzuwenden versteht.

8. Die innere Untersuchung erstreckt sich auf den Zustand der Kesselanlage überhaupt; sie umfaßt auch die Prüfung der Widerstandsfähigkeit der Kesselwände und des Zustandes des Kesselinnern. Sie ist stets mit einer Probe durch Wasserdruck nach §. 11 der allgemeinen Bestimmungen für die Anlage von Dampfkesseln vom 29. Mai 1871 zu verbinden. Behufs ihrer Ausführung muß der Betrieb des Kessels eingestellt werden.

Die Untersuchung ist vornehmlich zu richten: auf die Beschaffenheit der Kesselwandungen, Nieten und Anker im Aeußeren wie im Inneren des Kessels, sowie der Heiz- und Rauchrohre und der Verbindungsstützen, wobei zu ermitteln ist, ob die Dauerhaftigkeit dieser Theile durch den Gebrauch gefährdet ist, und die nach Art der Lokomotiv-Feuerröhren eingesetzten Röhren nöthigenfalls herauszuziehen sind; auf das Vorhandensein und die Natur des Kesselsteines, auf den Zustand der Wasserleitungsröhren und der Reinigungsöffnungen, auf den Zustand der Speise- und Dampfventile; auf den Zustand der Verbindungsröhren zwischen Kessel und Manometer resp. Wasserstandszeiger, sowie der übrigen Sicherheitsvorrichtungen, auf den Zustand des Rostes, der Feuerbrücke und der Feuerzüge außerhalb wie innerhalb des Kessels.

Die Ummauerung oder Ummantelung des letzteren muß, wenn die Untersuchung sich durch Befahrung der Züge oder auf andere einfache Weise nicht zur Genüge bewirken läßt, an einzelnen zu untersuchenden Stellen, oder wenn es sich als nothwendig herausstellt, gänzlich beseitigt werden.

9. Werden bei einer Untersuchung erhebliche Unregelmäßigkeiten in dem Betriebe ermittelt, so kann nach Ermessen des Beamten in dem folgenden Jahre die äußere Untersuchung wiederholt werden.

Hat eine Untersuchung Mängel ergeben, welche Gefahr herbeiführen können, und wird diesen nicht sofort abgeholfen, so muß nach Ablauf der zur Herstellung des vorschriftsmäßigen Zustandes erforderlichen Frist die Untersuchung von Neuem vorgenommen werden.

Befindet sich der Kessel bei der Untersuchung in einem Zustande, welcher eine unmittelbare Gefahr einschließt, so ist die Fortsetzung des Betriebes bis zur Beseitigung der Gefahr zu untersagen. Vor der Wiederaufnahme des Betriebes ist in diesem Falle die ganze Untersuchung zu wiederholen, und der vorschriftsmäßige Zustand der Anlage festzustellen.

10. Die äußere Untersuchung erfolgt ohne vorherige Benachrichtigung des Kesselbesitzers.

Von der bevorstehenden inneren Untersuchung ist der Besitzer mindestens vier Wochen vorher zu unterrichten; über die Wahl des Zeitpunktes für diese Untersuchung soll der Sachverständige sich mit dem Besitzer zu verständigen suchen, um den Betrieb der Anlage so wenig wie möglich zu beeinträchtigen.

Bewegliche Dampfkessel sind von den Besitzern oder deren Vertretern im Laufe des Revisionsjahres nach ergangener Aufforderung an einem beliebigen Orte innerhalb des Revisionsbezirkes für die Untersuchung bereit zu stellen.

Durch die Untersuchung der Dampfschiffskessel dürfen die Fahrten der Schiffe nicht gestört werden. Die innere Untersuchung von Dampfschiffskesseln ist vor dem Beginn der Fahrten des betreffenden Jahres zu bewirken.

Falls ein Kesselbesitzer der Aufforderung des zur Untersuchung berufenen Beamten, den Kessel für die Untersuchung bereit zu stellen, nicht entspricht, so ist auf Antrag des Beamten der Betrieb des Kessels bis auf Weiteres polizeilich still zu legen.

Die zur Ausführung der Untersuchung erforderliche Arbeitshülfe hat der Besitzer des Kessels den Beamten auf Verlangen unentgeltlich zur Verfügung zu stellen.

11. Für jeden Kessel hat der Kesselbesitzer ein Revisionsbuch zu halten, welches bei dem Kessel aufzubewahren ist. Dem Buche ist die nach Maßgabe der Nr. 6 der Anweisung zur Ausführung der Gewerbeordnung vom 21. Juni 1869 oder der früheren entsprechenden Bestimmungen ertheilte Abnahmebescheinigung anzuhängen.

Der Befund der Untersuchung wird in dieses Revisionsbuch eingetragen. Abschrift des Vermerkes übersendet der Sachverständige der Polizeibehörde des Ortes, an welchem der Kessel sich befindet. Diese hat für die Abstellung der festgestellten Mängel und Unregelmäßigkeiten Sorge zu tragen.

12. Der Sachverständige überreicht am Jahresschluß der Königl. Regierung (Landdrostei) des Bezirkes, in Berlin dem Königl. Polizei-Präsidium, eine Nachweisung der von ihm im Laufe des Jahres untersuchten Dampfkessel, welche den Namen des Ortes, an welchem der Kessel sich befindet, den Namen des Kesselbesitzers, die Bestimmung des Kessels, den Tag der Revision und in kurzen Worten den Befund derselben ersehen läßt.

13. Für die äußere Untersuchung eines jeden Dampfkessels ist eine Gebühr von 5 Thlrn. zu entrichten. Gehören mehrere Dampfkessel zu einer gewerblichen Anlage, so ist nur für die Untersuchung des ersten Kessels der volle Satz, für die jedes folgenden aber die Hälfte zu entrichten, wenn die Untersuchung innerhalb desselben Jahres erfolgt. Letzteres hat zu geschehen, sofern erhebliche Anstände nicht obwalten. Ist die Untersuchung zugleich eine innere, so beträgt die Gebühr in allen Fällen 10 Thlr. für jeden Kessel.

14. Bei denjenigen außerordentlichen Untersuchungen (9), welche außerhalb des Wohnortes des Sachverständigen erfolgen, hat dieser auch auf die bestimmungsmäßigen Tagegelder und Reisekosten Anspruch.

15. Gebühren und Kosten (13. 14.) werden bei der Polizeibehörde des Ortes, wo die Untersuchung erfolgt ist, liquidirt, durch diese festgesetzt und von dem Kesselbesitzer eingezogen.

Berlin, den 24. Juni 1872.

Der Minister für Handel, Gewerbe und öffentliche Arbeiten.
(gez.) Graf v. Itzenplitz.

4.

Heizerreglement des schweizerischen Vereins von Dampfkesselbesitzern.

1. **Im Kesselhaus** walte Reinlichkeit und Ordnung. Es soll Niemand unberechtigt dasselbe betreten.
2. **Sämmtliche Apparate** sind rein und dienstfähig zu erhalten und bei jedem Reinigen des Kessels sorgfältig nachzusehen.
3. **Der Wasserstand** soll immer wenigstens zwölf Centimeter über die höchste Feuerlinie hinaufreichen. Sinkt er wesentlich tiefer oder kann er nicht mehr erkannt werden, so ist das Feuer einzustellen und der Kessel abzukühlen.
4. **Die Wasserstandszeiger** sind täglich, namentlich vor dem Anheizen, zu probiren. Jede Verstopfung ist sofort zu beseitigen.

5. **Der Dampfdruck** soll nicht über eine gewisse Grenze hinaus gesteigert werden. Wo diese Grenze nicht durch den Konstrukteur oder eine Behörde vorgeschrieben ist, wird sie durch den Eigenthümer unter dessen alleiniger Verantwortlichkeit festgestellt.
6. **Steigt der Dampfdruck** vorübergehend über diese Grenze, so dämpfe man das Feuer und speise den Kessel.
7. **Die Sicherheitsventile** sollen beim zulässig höchsten Dampfdruck abblasen und daher nie durch Extragewichte überlastet werden. Dieselben sind wöchentlich einige Mal durch Heben zu lüften.
8. **Beim Manometer** ist häufig nachzusehen, ob er rasch auf den Nullpunkt zurückgeht und wieder auf den frühern Stand sich erhebt; ferner ob er beim Abblasen der Sicherheitsventile die richtige höchste Spannung anzeigt.
9. **Bei Speisevorrichtungen** ist beständig darauf zu achten, daß sie nie versagen. Gerathen sie gleichwohl in Unordnung, so ist das Feuer einzustellen. Reservepumpen sind allwöchentlich auf kurze Zeit in Thätigkeit zu setzen.
10. **Das Speisewasser** soll möglichst rein und besonders frei von Fett sein. Sodann soll es, soweit die Einrichtung dieß gestattet, möglichst vorgewärmt werden. Unter kondensirtes Wasser mische man täglich etwas frisches, lufthaltiges Wasser.
11. **Schlammiges Wasser** entferne man möglichst oft und zwar nach Ruhepausen, wenn sich der Schlamm gesetzt hat, durch Ablassen bis auf die Wasserstandsmarke.
12. **Das Entleeren** eines Kessels darf nur erfolgen, wenn das Feuer gelöscht und das ihn umgebende Mauerwerk abgekühlt ist.
13. **Die Abkühlung des Kessels** und des Mauerwerks wird erreicht, indem man einen vollen Luftzug vom Rost aus durch die Züge nach dem Kamin erstellt. Andere Deckel oder Thüren am Ofen und Kamin sind dabei geschlossen zu halten. Diese Abkühlung kann beschleunigt werden, wenn man kaltes Wasser in das heiße Kesselwasser nachfließen läßt.
14. **Das Anfüllen des Kessels** mit frischem Wasser darf nur geschehen, wenn der Kessel genügend abgekühlt ist.
15. **Die innere Reinigung** soll wenigstens alle 9—12 Wochen vorgenommen werden. Dabei sind Schlamm und Kesselstein möglichst zu entfernen, besonders auch in der Speiseröhre, den Wasserstandsröhren, den Verbindungsröhren zwischen Kessel und Vorwärmer, Kessel und Bouilleurs u. s. w. Der Kesselstein ist durch besondere Werkzeuge abzuscharren oder vorsichtig abzuschlagen.
16. **Durch Auflösungsmittel** kann der Kesselstein verhindert oder abgelöst und dadurch eine fast metallisch reine Oberfläche erhalten werden. Diese Mittel müssen in kurzen Zeitfristen und in genügenden Portionen dem Speisewasser zugesetzt werden. Für jedes Speisewasser ist das zweckmäßigste Auflösungsmittel durch Erfahrung zu ermitteln.
17. **Bei der äußern Reinigung** sind die Feuerzüge, besonders die Kesselwände, von Ruß und Asche zu befreien. Bei Zügen, welche von Außen durch Werkzeuge, Bürsten 2c. gereinigt werden können, soll dieß wöchentlich

wenigstens einmal; bei andern Zügen, welche im abgekühlten Zustand befahren werden müssen, wenigstens alle 3—6 Wochen geschehen. Wo bei dieser Aufgabe, sowie beim innern Reinigen der Kessel nicht gehörig abgekühlt wird, da wird sicher auch nicht gründlich gereinigt.

18. **Beschädigungen am Mauerwerk**, besonders durchbrochene Gewölbe und Scheidewände zwischen Zügen, Luftspalten u. s. w. sind beim Kesselreinigen sorgfältig aufzusuchen und auszubessern. Vor Feuchtigkeit ist das Mauerwerk besonders zu schützen.
19. **Allfällige Undichtheiten** am Kessel, an Flanschen, Hahnen, Ventilen 2c. sind bei diesem Anlasse gleichfalls zu beseitigen.
20. **Beim Heizen** beobachte man folgende Regeln:
    a) Der Brennstoff soll gleichmäßig dick über den ganzen Rost vertheilt werden.
    b) Er soll nie zu tief abbrennen, ebenso nicht haufenweise aufgegeben, sondern in kleinen Ladungen und kurzen Zeitfristen ergänzt werden.
    c) Die Luft soll so in den Feuerraum treten, daß sie die ganze Brennstoffschichte durchdringt und nicht auf der obern Seite bestreicht. Ofenthüren und Luftschieber sollen daher in der Regel ganz geschlossen, Aschenthüren dagegen offen sein.
    d) Die Schlacken sollen beim Schüren immer zu unterst bleiben und nicht mit den Kohlen vermischt werden oder über diese zu liegen kommen.
    e) Beim Aufgeben, besonders beim Herausnehmen der Schlacken, ist der Luftzug durch Herablassen des Schiebers fast ganz abzustellen.
    f) Der Schieber soll außerdem nach Verhältniß zum Dampfverbrauch gehoben und gesenkt werden.
21. **Rechtzeitig** soll sich der Heizer an seine Aufgabe machen, um den nöthigen Dampf auf die bestimmte Zeit ohne übertriebenes Heizen erreichen zu können.
22. **Während des Feuerns** soll der Heizer sich nie lange vom Kessel entfernen.
23. **Ventile und Hahnen** sind stets langsam zu öffnen und zu schließen.
24. **Vor Stillstandspausen** und, wenn thunlich, während derselben speise man den Kessel über den gewöhnlichen Wasserstand, lasse den Dampfdruck möglichst sinken und beschränke den Zug.
25. **Vor längern Pausen** lösche man das Feuer ganz und schließe den Schieber sowie die Aschenthür.
26. **Wärmeverluste** durch Abkühlung suche man möglichst zu vermeiden, bei offenen Kesseln, Domen und Dampfleitungen durch Einhüllungen; beim Kessellokal durch Beschränkung oder Beseitigung des Luftzuges durch Thüren, Fenster u. s. w.
27. **Vor Einfrieren** im Winter suche man jede Leitung, jedes Gefäß 2c. durch Warmhalten zu schützen.

Vierter Abschnitt.

Von den verschiedenen Theilen der Dampfmaschine.

I.

Dampfcylinder.

Der wesentlichste Theil der Dampfmaschinen ist der Dampfcylinder, Fig. 129, S. 257. Derselbe dient zur Aufnahme des Dampfes und enthält den Kolben, durch den die Wirkung der Dampfkraft auf die bewegten Theile fortgepflanzt wird. Er besteht in einem gußeisernen ausgebohrten Hohlcylinder, welcher an seinen beiden Enden durch Deckel und Boden geschlossen ist und zur Seite die Ein- und Austrittsöffnungen für den Dampf enthält.

Lage des Cylinders. Der Cylinder liegt entweder fest oder macht eine oscillirende Bewegung. Er hat entweder eine vertikale, oder eine horizontale, oder in einzelnen Fällen eine geneigte Lage. In neuerer Zeit zieht man die horizontale Lage im Allgemeinen vor, weil sie eine leichtere Uebersicht gewährt, raumersparender ist und endlich eine weniger massenhafte Fundamentirung braucht. Dazu kommt noch, daß bei horizontaler Lage des Dampfcylinders meistens die Verbindung der Dampfmaschine mit der Arbeitsmaschine wesentlich vereinfacht wird, wie namentlich bei Walzwerken, Gebläsen, Lokomotiven u. s. w. Nur in einzelnen Fällen wird bei vertikaler Cylinderstellung der Anschluß bequemer; hierher gehören die Wasserhebungsmaschinen für Bergwerke, weil die Pumpengestänge eine vertikale oder der vertikalen nahe Bewegungsrichtung haben, die Dampfhämmer mit vertikaler Bewegung u. s. w.

Man hat den liegenden Cylindern den Vorwurf gemacht, daß sie unter der Last des Kolbens und der Kolbenstange unten mehr, als an

den übrigen Stellen des Umfangs ausgeschliffen würden, wodurch sowohl am Kolben selbst, als an der Stopfbüchse Undichtheiten entständen. Man kann jedoch diesem Uebelstande, der übrigens nur bei großen Maschinen sich geltend macht, zum Theil dadurch begegnen, indem man die Kolbenstange nach hinten verlängert und ihr hier noch eine Auflagerung entweder auf einer Rolle oder mittelst einer Traverse in einer Schlittenführung gibt.

Verhältniß zwischen Länge und Durchmesser. Damit der Cylinder von außen möglichst wenig abgekühlt werde, müßten seine Dimensionsverhältnisse so gewählt sein, daß bei gegebenem Rauminhalt die sich abkühlende Oberfläche möglichst klein wird. Nimmt man an, es kühle sich die Oberfläche auf der Abströmungsseite so stark ab, wie auf der Zuströmungsseite, so müßte der Cylinder so lang als weit sein. Allein die Abkühlung ist auf der Zuströmungsseite größer als auf der andern. Läßt man diese außer Betracht, so müßte nur die Wandfläche, welche mit dem arbeitenden Dampfe in Berührung steht, möglichst klein werden. Bei einem Kolbenhube wächst die Höhe oder Länge dieser Wandfläche von Null bis zum Betrage des Kolbenhubes und ist also durchschnittlich dem halben Kolbenhube gleich. Da nun diejenigen Cylinder, deren Durchmesser der Höhe oder Länge gleich ist, die kleinste Oberfläche haben, so müßte man zur Erzielung der geringsten Abkühlung den Durchmesser der Dampfcylinder dem halben Kolbenhube oder den Kolbenhub dem doppelten Durchmesser gleich machen.

Nun ist aber weder die eine, noch die andere Voraussetzung vollkommen richtig; daher wird von diesem Gesichtspunkt aus die Länge des Cylinders 1 bis 2mal größer als der Durchmesser zu nehmen sein. Allein man hält sich nicht an diese Regel. Wo der Abstand zwischen dem Cylinder und der Triebwelle, aus lokalen Gründen, verhältnißmäßig klein ist, da wird auch der Kolbenhub, somit die Cylinderlänge, klein ausfallen. Kann man jenen Abstand wählen und nimmt man ihn verhältnißmäßig groß an, so rücken Cylinder und Triebwelle weit aus einander und es werden Rahmen, Gestelle, Schubstangen 2c. lang und schwer.

Es sei H die Hublänge, n die Anzahl Drehungen der Triebwelle per Minute und v die mittlere Kolbengeschwindigkeit per Sekunde, so ist der Weg des Kolbens bei einem Hin- und Hergang $= 2\,H$, also bei n Drehungen $= 2\,Hn$, aber auch $= 60\,v$; daher wird

$$2\,Hn = 60\,v. \qquad (50)$$

Mithin hängt die Hublänge wesentlich ab von den Größen v und n.

Das Verhältniß zwischen Länge und Durchmesser des Cylinders wird mit Recht nicht durch die Abkühlung bedingt. Denn man umgibt

den Cylinder zum Schutze gegen Wärmeverlust mit einem hölzernen oder blechernen Mantel und füllt den Zwischenraum zwischen diesem und der Cylinderwand mit irgend einem die Wärme schlecht leitenden Material, wie Sägespänen, Asche, Wollen- oder Baumwollenabfällen u. s. w. aus. Bei den der Luft ausgesetzten Bodenstücken begnügt man sich gewöhnlich mit einer in einiger Entfernung vom Boden angebrachten Blechdecke. Es dient hier die zwischen beiden Decken befindliche Luftschicht als schlechter Wärmeleiter. Dadurch wird die Abkühlung des Cylinders sehr klein und tritt zurück gegen jene, welche die Dampfleitung und der Kessel mit seinen Theilen erleiden.

Bei Maschinen, welche mit Expansion arbeiten, wird häufig eine dampfdicht schließende Hülle um den cylindrischen Theil angebracht; so daß zwischen beiden Cylinderflächen ein Raum entsteht von 2 bis 3 cm Weite. Man nennt diese Umhüllung mit dem Zwischenraum den Dampfmantel (S. 73). Durch diesen Raum läßt man den frischen Kesseldampf vor seinem Eintritte in den Cylinder strömen. Welchen Einfluß dieser Dampfmantel durch Wärmeabgabe nach innen ausübt, wird im Abschnitt über den Nutzeffekt der Dampfmaschine besprochen. Hier sei nur erwähnt, daß die Abkühlung nach außen unmerklich vergrößert wird, weil durch die zweite Hülle die Abkühlungsfläche um wenig zunimmt.

Wanddicke. Sie richtet sich keineswegs nach dem Dampfdruck allein, sondern wesentlich nach zufälligen Einwirkungen und soll für den cylindrischen Theil wenigstens betragen:

$$1{,}5 + \frac{D}{50} \text{ Centimeter.}$$

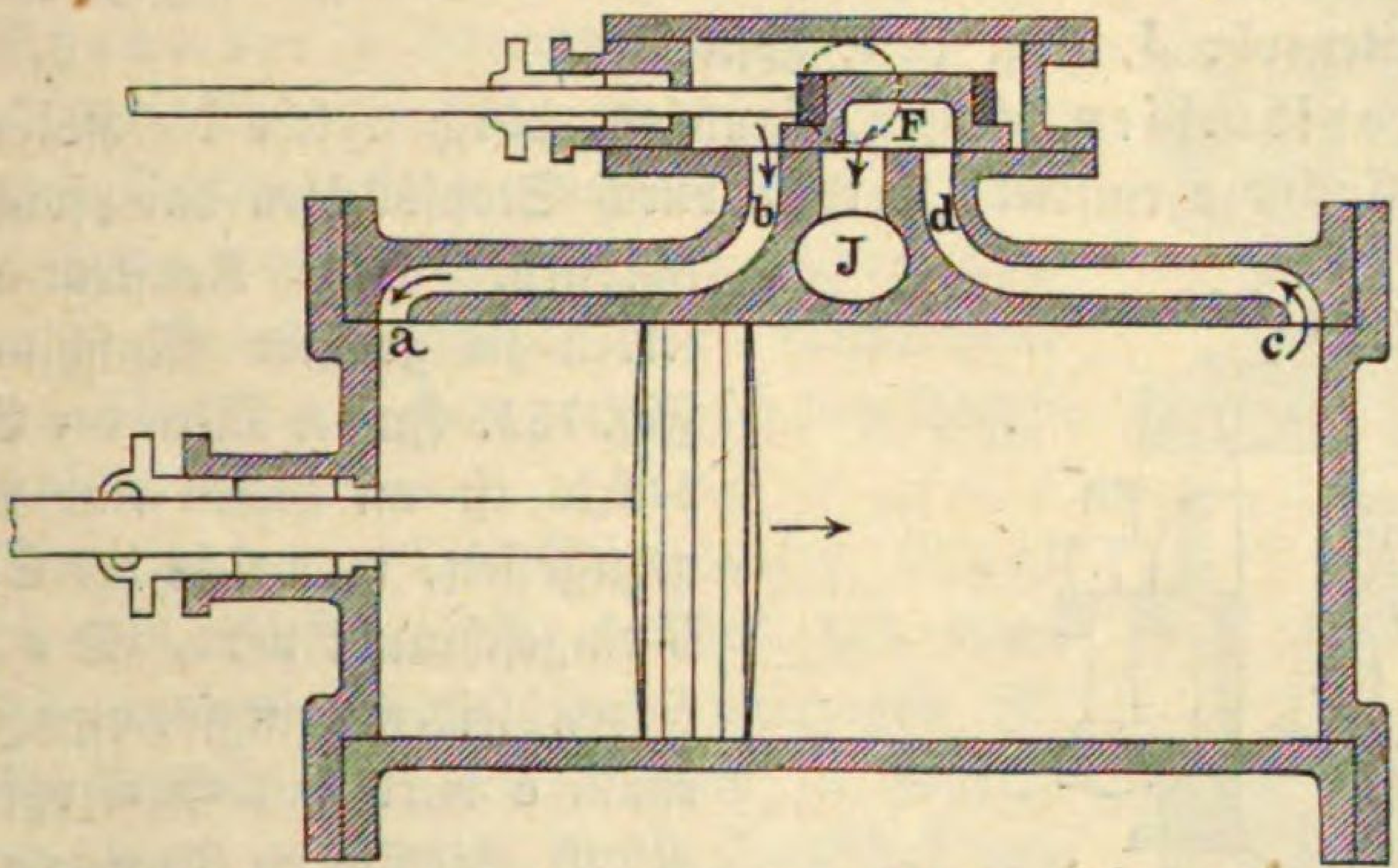
Für einen Durchmesser	D = 20	50	80	110 cm
wird hiernach die Wanddicke	= 1,9	2,5	3,1	3,7 cm

Boden und Deckel. Sie sollen um einige Millimeter dicker sein als die cylindrische Wand und in den Cylinder hineinragen, wie die Fig. 129 S. 257 angibt, damit die Oeffnungen a und c für den Zutritt des Dampfes unmittelbar an die Deckel verlegt oder sogar zum Theil in die Deckel eingeschnitten werden können. Dadurch wird es möglich, den Kolben bis auf einen kleinen Abstand gegen die Deckel zu führen, also den schädlichen Raum zwischen Kolben und Deckel möglichst klein zu machen. Dieser Abstand soll bei kleinen Maschinen 4—5, bei großen 6—7 mm betragen; das Doppelte dieses Abstandes, vermehrt um die Kolbenhöhe und die Hubhöhe, gibt somit den Abstand zwischen den innern Flächen der Deckel.

Die Bohrung des Cylinders soll, so weit der Kolben seine

Fläche bestreicht, genau cylindrisch sein, was bei der Anfertigung kaum möglich wird bei schwacher Wanddicke, ungeschickter Befestigung an der

Fig. 129.

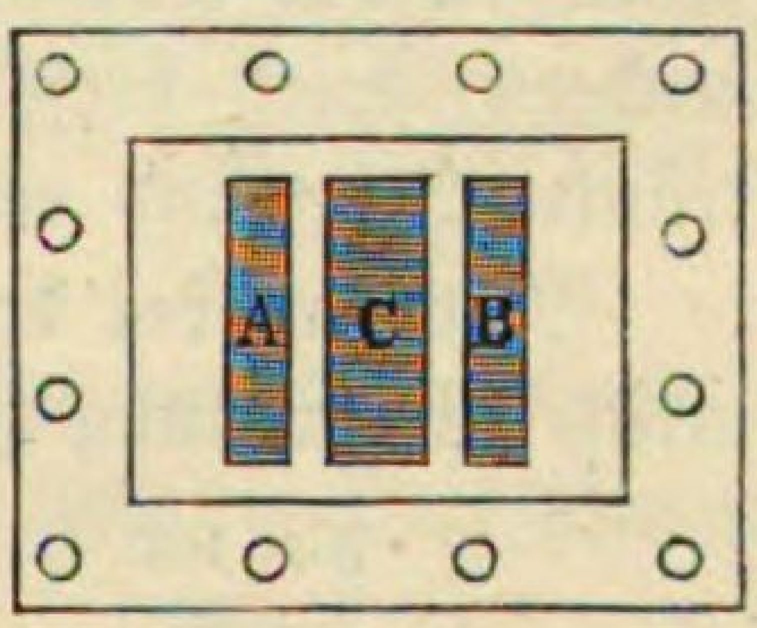


Bohrbank, großer Drehgeschwindigkeit ꝛc. Außerhalb dieser Fläche soll der Durchmesser des Cylinders zu beiden Seiten um circa 1 mm größer sein; es sind dieß die Theile, welche den Deckeln und den schädlichen Räumen entsprechen.

Die cylindrische Fläche, welche die Kolbenliderung berührt, darf nicht porös sein, keine Löcher enthalten und vor allem auch keinen Sand, wie er bisweilen beim Gießen mitgerissen wird. Denn sonst ist eine rasche Abnützung und Dampfentweichung unvermeidlich.

Dampfwege. Die Oeffnungen a, c führen bei der Schiebersteuerung längs der Dampfwege a b, c d zur Bodenfläche, Fig. 130, des Schieberkastens. Diese Dampfwege sind Kanäle von rechtwinkligem Querschnitt, bei welchen die eine Dimension 4—7mal größer ist als die andere. Diese Kanäle mit dem Schieberkastenboden gehören zum Cylinder und werden als ein Ganzes angefertigt. Damit die Oeffnungen A und B auf allen Punkten ihrer äußern und innern Kanten den Dampf gleichzeitig ein- und austreten lassen, müssen diese Kanten scharf geradlinig sein, sowie senkrecht zur Längenrichtung stehen. Man gibt daher dem Rohguß, den Kanten nach, Arbeitsleisten, um dieselben in der erwähnten Weise abrichten zu können. Die Querschnitte der Dampfwege und der Oeffnungen a, c und A, B sind zu nehmen wie diejenigen der Dampfzuleitung (S. 275).

Fig. 130.

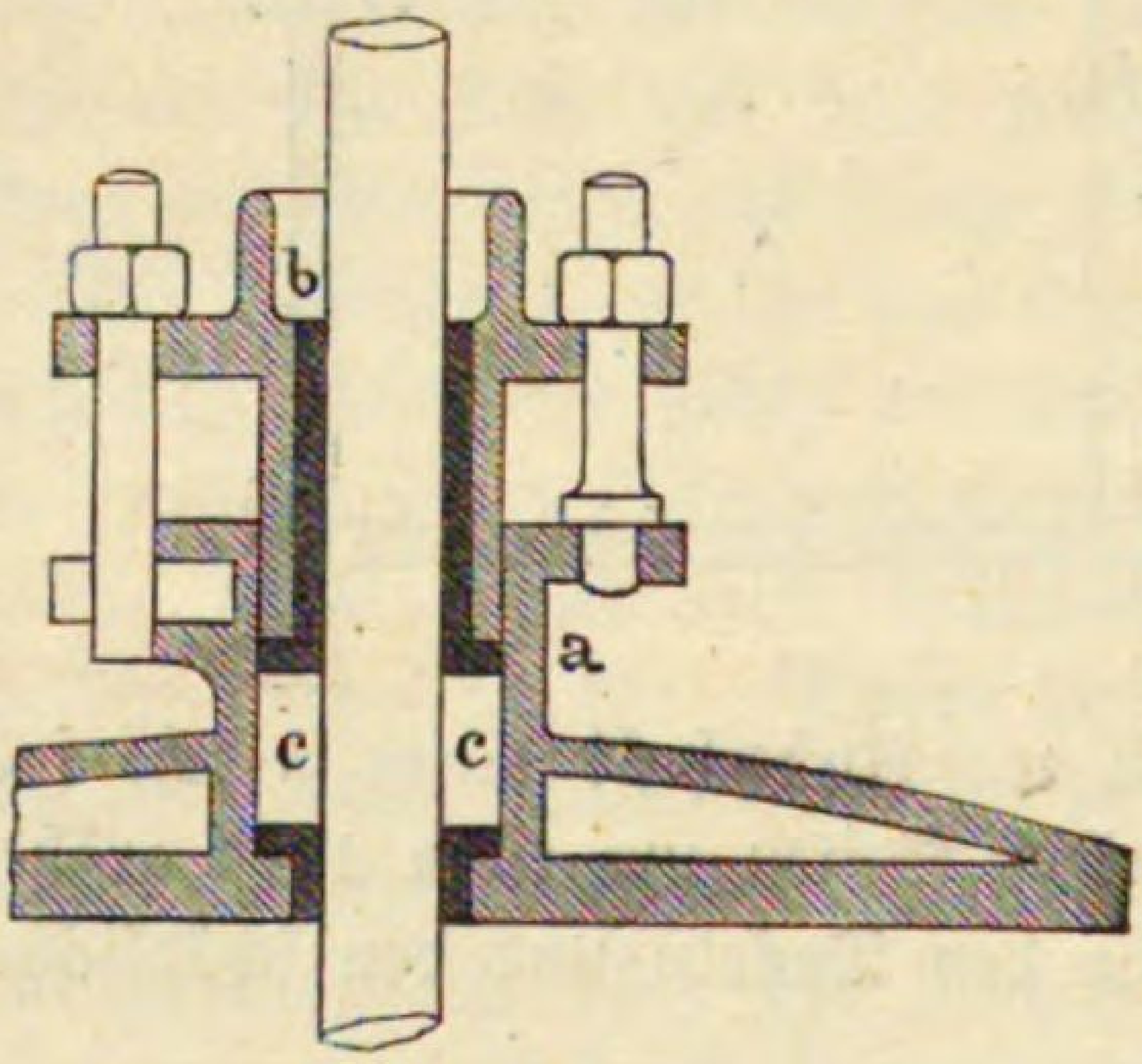


Die Bodenfläche b d, Fig. 129, des Schieberkastens dient als Gleitfläche für den Schieber F. In der durch die Zeichnung angegebenen Lage tritt der Dampf aus dem Schieberkasten durch den Kanal

da auf die linke Seite des Cylinders und treibt diesen nach rechts, während auf der rechten Seite der Dampf durch den Kanal cd unter den Schieber, von da durch die mittlere Oeffnung C, Fig. 130, nach dem Seitenrohr J, Fig. 129, abfließt.

Stopfbüchsen. Die Oeffnungen, durch welche die Kolbenstange in den Cylinder eintritt, werden durch Stopfbüchsen dampfdicht abgeschlossen. Eine Konstruktion derselben zu größern Maschinen zeigt Fig. 131. In der Mitte des Cylinderdeckels ist an diesen eine Büchse a angegossen, in welche der Stopfring b eingeschraubt wird. Der zwischen beiden bleibende ringförmige Zwischenraum c wird mit Hanfzöpfen ausgefüllt, die sich im Innern gegen ein in den Boden der Büchse eingelegtes Metallfutter anlegen und durch Nachziehen der Stopfringschrauben scharf gegen dasselbe angedrückt werden. Die Hanfzöpfe werden vor dem Einlegen durch Unschlitt eingefettet. Die Büchse b erhält häufig ebenfalls ein Metallfutter, wie es die Figur zeigt.

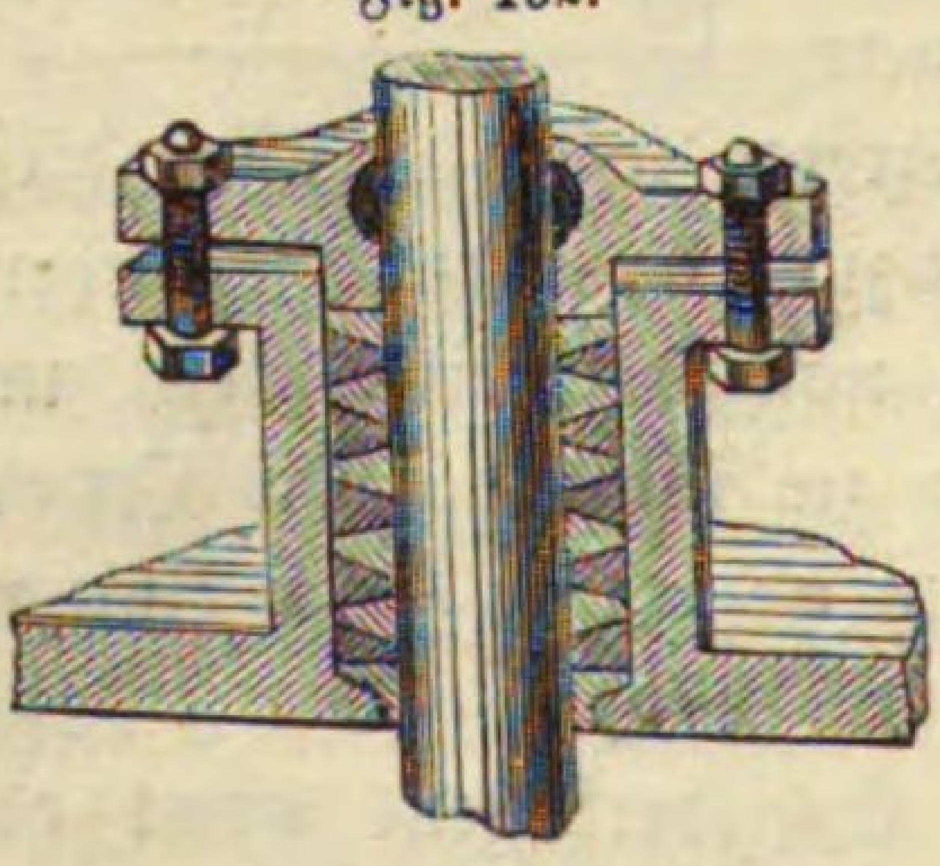
Fig. 131.



Correns empfiehlt zur Erzielung eines gleichmäßigen Druckes, die Hanfliderung mit einem Kautschukring zu umgeben, dessen Enden stumpf an einander gestoßen sind. Die Liderung selbst besteht an beiden Enden aus Hanfzöpfen und in der Mitte aus losem Hanf. Um das Ankleben des Kautschukringes an die umgebenden Metallwände zu verhindern, wird derselbe in doppelt zusammengelegte und mit Talg getränkte Leinwand eingenäht.

Nachdem bei den Dampfkolben die Metallliderung eine allgemeine Verbreitung gefunden hat, hat man auch vielfach sich bestrebt, die Stopfbüchsen mit Metall zu lidern; es hat jedoch keine der bisherigen Konstruktionen einer allgemeineren Verbreitung sich zu erfreuen.

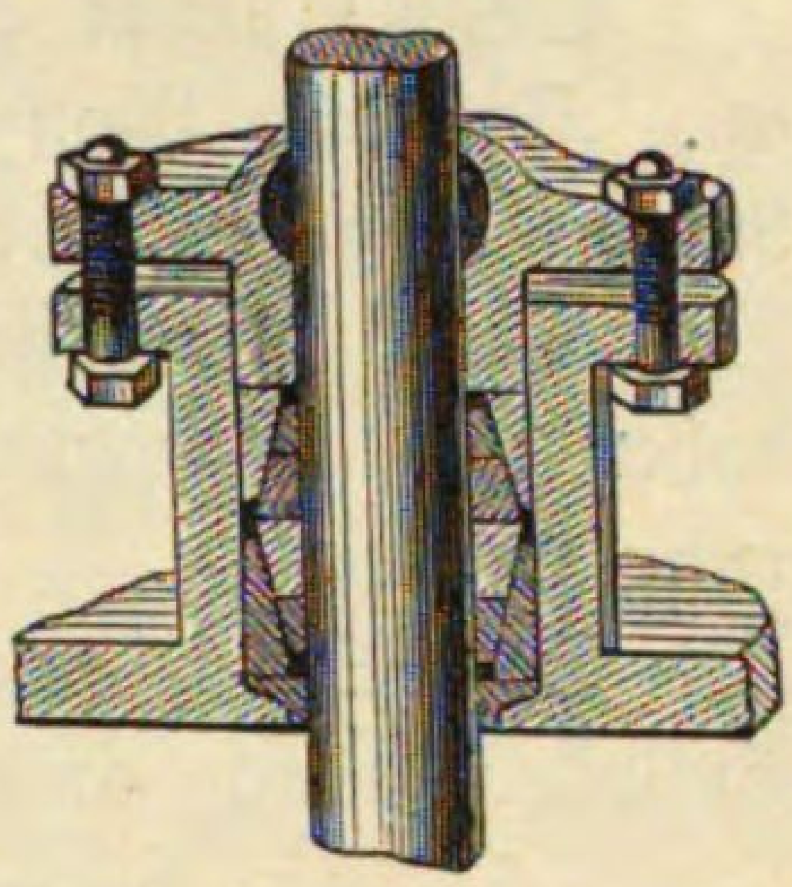
Fig. 132.



Weatherley und Jordan wenden mehrtheilige Zinnringe von trapezförmigem Querschnitt an. Diese Ringe haben nach der Anordnung in Fig. 132 zweierlei Form. Die einen sind mit ihrer breiteren Fläche nach innen, die anderen nach außen gerichtet und liegen, wechselsweise auf einander folgend, um die Kolbenstange herum. Ihren Druck

erhalten sie wie gewöhnlich durch den aufgeschraubten Stopfring. Fig. 133 zeigt eine andere Konstruktion nach demselben Princip.

Fig. 133.



Chaumont's Liderringe (Fig. 134) bestehen aus Metallringen, welche nach einer konischen Schraubenlinie gewunden sind. Zwei solche Ringe werden, mit ihren größeren Endflächen an einander stoßend, in die entsprechend geformte Büchse eingelegt und durch den Stopfring zusammengepreßt.

Die Liderung des Amerikaners Clark besteht aus Messingblech, welches mit einer ziemlich starken Schicht Zinn überzogen ist; dasselbe umgibt die Kolbenstange in koncentrischen Lagen und wird durch Kautschuk von außen gegen dieselbe angedrückt. Fig. 135 zeigt diese Liderung fertig zum Einlegen. Die Bleche werden in der Mitte umgebogen, in einander gelegt, an den Enden unter einander befestigt und so geschnitten, daß sie, einem äußeren Drucke ausgesetzt, einen dichten Schluß herstellen. Ihre Länge beträgt, wie Fig. 136 zeigt, die Hälfte der Stopfbüchsenlänge; die Räume B B über und unter den Blechen A sind mit Hanf lose ausgefüttert. Der Kautschukring C, welcher um die Bleche und das Hanffutter herumgelegt wird, erleidet beim Niederschrauben des Stopfrings eine Zusammenpressung, und in Folge hiervon wird auch die Metallliderung A kräftig gegen die Kolbenstange angedrückt.

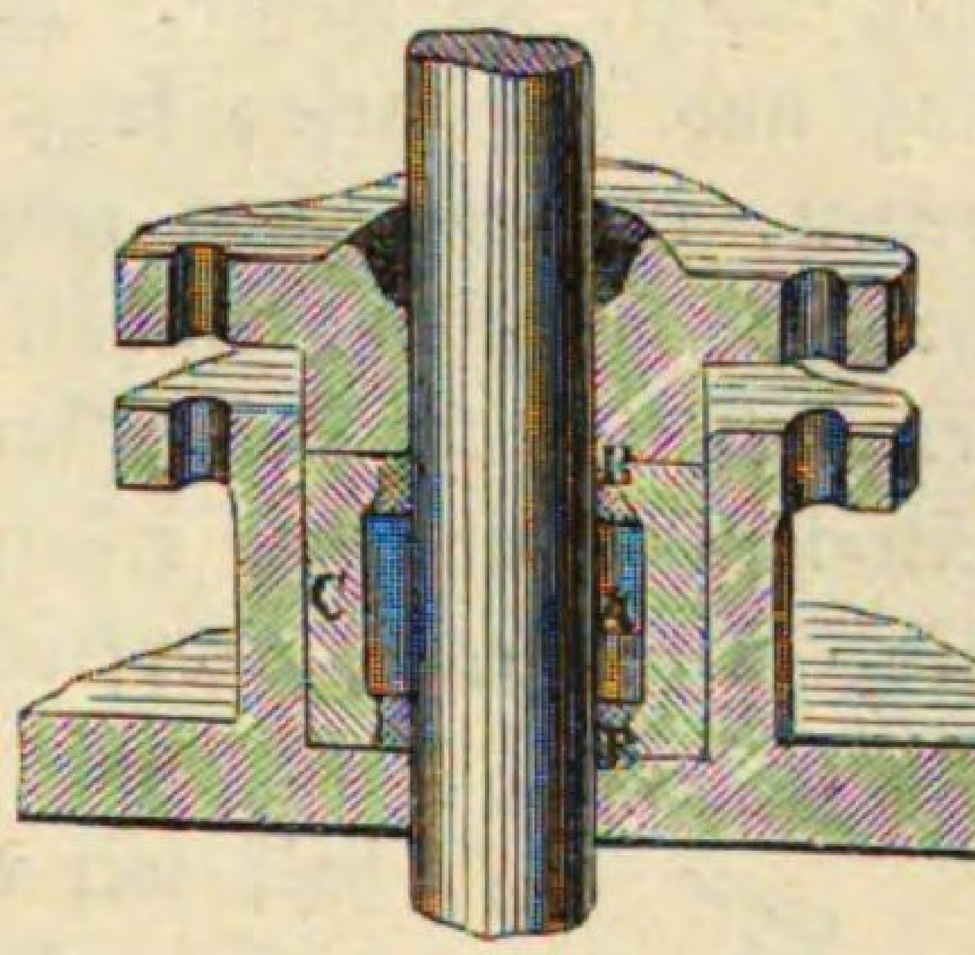
Fig. 134.



Fig. 135.



Fig. 136.



Liddell wendet Kupferstreifen an, welche, in Schraubenlinien gewunden, in eine konische Aushöhlung der Stopfbüchse eingelegt und durch eingegossenes Blei an Ort und Stelle erhalten werden. Wenn der lidernde Kupferstreifen nach und nach sich abnutzt, wird der Stopfring nachgezogen und durch den auf das Blei ausgeübten Druck der Kupferstreifen wieder dicht an die Kolbenstange angedrückt.

Moat [1] umgibt die Kolbenstange mit einem hohlen Kautschukring

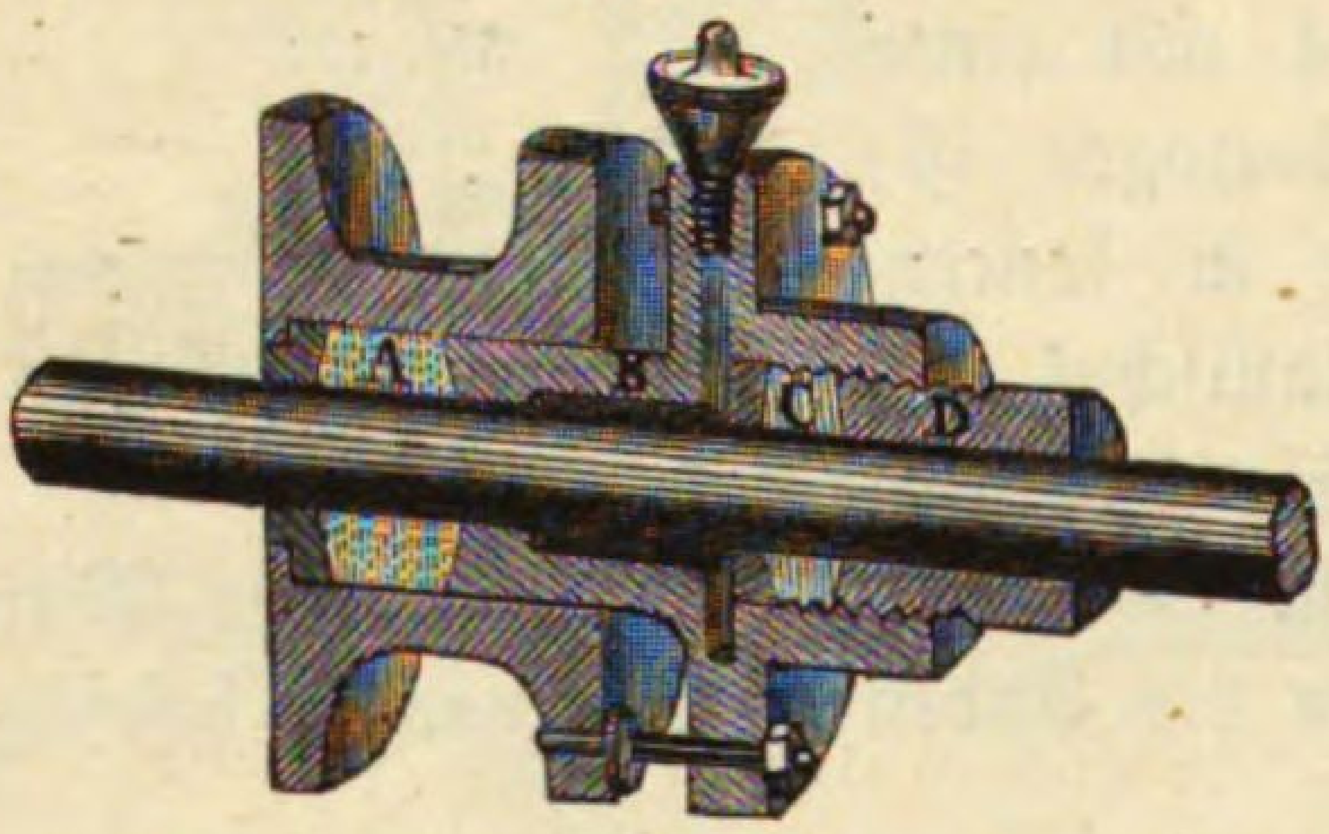
[1] Polyt. Journal Bd. 115. S. 172.

und füllt die Höhlung desselben mit komprimirter Luft, welche den inneren Theil des Ringes scharf gegen die Kolbenstange anpreßt.

Wells [1] drückt die Liderung durch den Dampf selbst von außen an. Die aus Hanfzöpfen bestehende Liderung ist von einem freien Raume umgeben, welcher vom Cylinder durch ein Ventil getrennt ist. Das Ventil öffnet sich vom Cylinder gegen den freien Raum und läßt daher den arbeitenden Dampf in diesen eintreten und gegen die Liderung wirken.

Das Schmieren der Stopfbüchsen geschieht bei vertikalen Cylindern durch einen im Stopfring ausgesparten Kelch, bei horizontalen Cylindern durch ein über der Stopfbüchse aufgeschraubtes Schmiergefäß. Um im letzteren Falle das Oel in der Stopfbüchse zurückzuhalten, wendet Lefort eine doppelte Stopfbüchse (Fig. 137) an. Die erste Liderung A wird wie gewöhnlich vermittelst des Stopfringes B, welcher das Schmiergefäß trägt, angezogen. In diesem Stopfring liegt ein messingener Ring und auf diesen folgt die zweite Liderung C, die durch einen zweiten, in den ersten eingeschraubten Stopfring D festgezogen wird. Der erste Stopfring enthält eine Kammer für das Oel, das sich von hier aus um die Kolbenstange herum ausbreitet, wozu durch die erweiterte Oeffnung im ersten Stopfring besonders Gelegenheit gegeben wird. Der zweite Stopfring darf, da er nur das Oel zurückhalten soll, nicht zu scharf angezogen werden und muß deßhalb mit einer Vorrichtung zur Verhinderung der freiwilligen Lösung versehen sein.

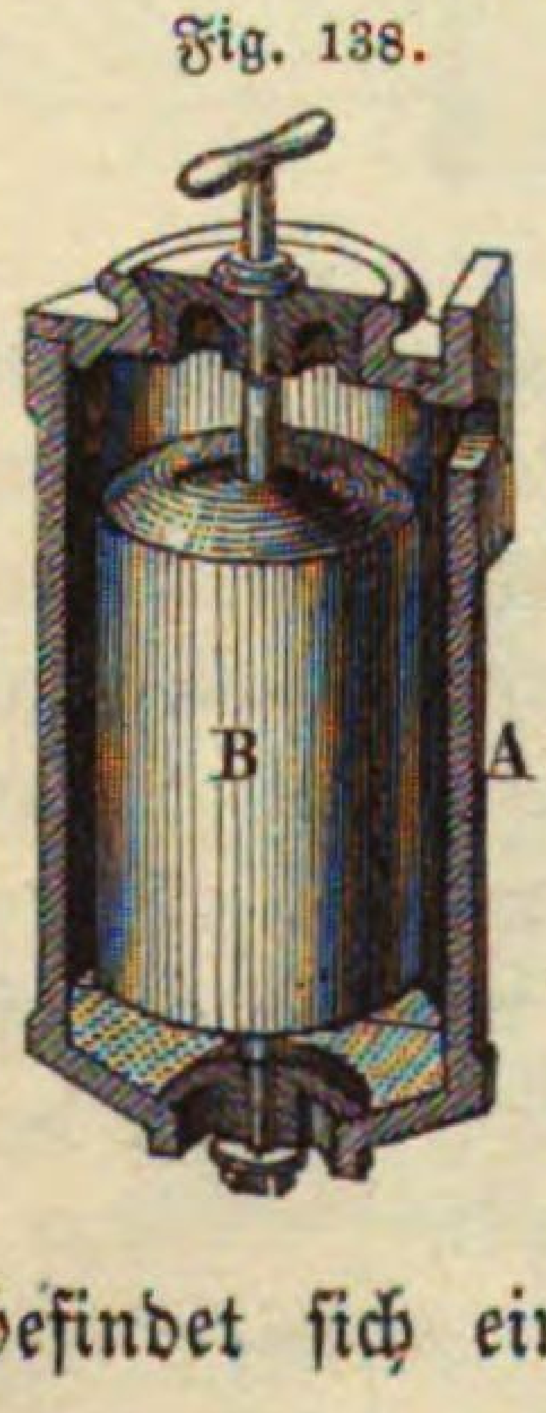
Fig. 137.



Ableitung des Wassers. Bei aufrechtstehenden Cylindern ist gewöhnlich im untern Boden ein Hahnen angebracht, durch welchen das auf dieser Seite des Cylinders sich ansammelnde Kondensationswasser von Zeit zu Zeit, namentlich bei der Ingangsetzung, abgelassen wird.

Waddell wendet für diesen Zweck ein selbstthätiges Ventil an, welches in Fig. 138 dargestellt ist. In dem mit dem Cylinder kommunicirenden Gefässe A befindet sich ein Schwimmer B, an dessen Stange oben und unten

Fig. 138.



[1] Polyt. Centralbl. 1857. S. 1196.

Ventile angebracht sind. Das Kondensationswasser fließt aus dem Cylinder in dieses Gefäß und sucht den Schwimmer zu heben. Dieses Bestreben wird dadurch noch unterstützt, daß die Fläche des oberen Ventils etwas größer ist, als die des unteren, so daß auch der Dampfdruck den Schwimmer mit seinen Ventilen zu heben sucht. Das obere Ventil hat nach unten zu die Gestalt eines Kolbens, damit es auch im gehobenen Zustande keinen Dampf austreten läßt.

Bei horizontalen Cylindern kann man dergleichen Vorrichtungen ganz umgehen, wenn man den Schieberkasten so tief legt, daß das Kondensationswasser in diesen ablaufen kann; von hier aus wird es durch den ausblasenden Dampf mit fortgerissen. In dieser Beziehung sind die liegenden Cylinder mit der Corliß- und der Sulzer'schen Ventilsteuerung vorzüglich eingerichtet.

Sicherheitsventile. Es kommt vor, daß sich bisweilen Wasser massenhaft auf der einen oder andern Seite des Kolbens ansammelt, z. B. während Pausen durch Kondensation von Dampf oder bei Kondensationsmaschinen durch Ansaugen von Wasser aus dem Kondensator nach der Maschine 2c. Wird dieses Wasser nun vor dem Ingangsetzen der Maschine durch den Wärter nicht abgelassen, so wird möglicher Weise ein Bruch herbeigeführt. Daher hat man angefangen, Sicherheitsventile an den Enden des Cylinders anzubringen.

Befestigung des Cylinders. Die Triebwelle und der Cylinder müssen in durchaus unveränderlicher Lage zu einander aufgestellt werden. Deßhalb muß der Cylinder Theile erhalten, welche eine sichere Befestigung möglich machen, die aber je nach der Aufstellungsweise verschieden sind.

II.

Dampfkolben.

Der Kolben hat die Bestimmung, den Druck des Dampfes aufzunehmen, und muß daher vor allen Dingen dampfdicht schließen, weil der durchgehende Dampf den Gegendruck auf die Rückfläche des Kolbens vermehren und die arbeitende Dampfmenge vermindern würde. Diesen dampfdichten Abschluß bewirkt die Liderung, wozu man theils Hanf, theils und hauptsächlich Metall anwendet. Es ist einleuchtend, daß hiermit immer eine Reibung zwischen der Cylinderwand und der Liderung verbunden ist, und daß diese Reibung um so größer wird, je größer der Druck der Liderung gegen die Cylinderwand ist. Ander-

seits wird der dampfdichte Schluß durch einen größeren Druck der Liderung befördert. Es ist daher die Aufgabe des Mechanikers, diesen beiden Bedingungen in soweit Rechnung zu tragen, daß der Kolben bei möglichst geringer Reibung unter allen Umständen dampfdicht schließe. Die Erfahrung zeigt, daß zu einem dampfdichten Verschluß ein Druck der Liderung per Flächeneinheit genügt, welcher gleich ist $1/_6$ bis $1/_8$ vom Dampfüberdruck. Arbeitet daher die Maschine mit 6 Atmosphären Ueberdruck, so genügt es, wenn die Liderung per 1 □ cm mit 1 Kil. gegen die Cylinderwand gepreßt wird.

Bei der Hanfliderung wird der richtige Druck jeweilen durch Zusammenpressen des Hanfes, bei der Metallliderung durch besondere Federn oder durch die Elasticität der Liderungsringe selbst bewirkt. Dieses letztere Princip ist deßhalb vorzüglich, weil bei eintretender Abnutzung nicht sogleich Dampf durchgelassen wird.

Die Breite der Liderung ist nach Tredgold bei Hanf $1/_6$, bei Metall $1/_8$ des Cylinderdurchmessers mindestens zu machen. Man erhält mit der Erfahrung besser übereinstimmende Resultate nach der Regel (für Centimeter):

$$\text{Breite der Metallliderung} = 3\left(1 + \frac{D}{50}\right),$$

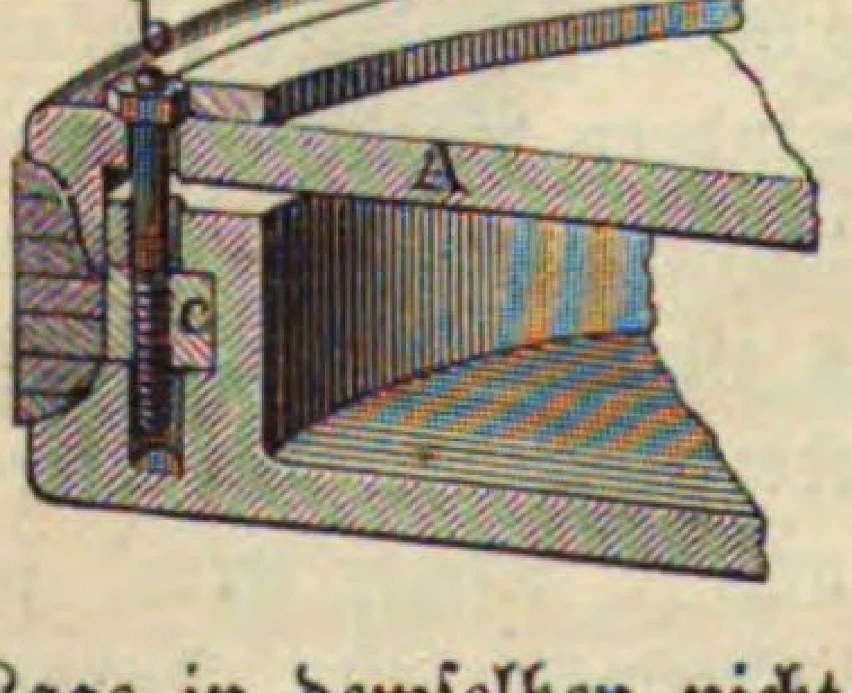
worin D den Durchmesser des Cylinders bezeichnet.

Bei einem Kolbendurchmesser =	20	50	80	110^{cm}
wird die Breite der Liderung =	4,2	6,0	7,8	9,6^{cm}

Der Kolbenkörper selbst muß möglichst einfach und leicht sein: einfach, nicht nur der Kostenersparniß wegen, sondern auch weil mit der Zahl der Theile die Gefahr vorkommender Unordnungen und Störungen wächst, welche zudem kaum zu überwachen und schwer zu beseitigen sind; leicht, damit die Maschine möglichst wenig belastet und das Herausnehmen erleichtert wird.

Die Hanfliderung für Dampfkolben, wie sie schon von Watt angewendet wurde, zeigt Fig. 139. Dieselbe besteht aus geflochtenen Hanfzöpfen, die in einer Anzahl Windungen über einander gelegt werden. Durch Anziehen des Deckels A vermittelst der Schrauben b wird die Liederung gegen die Cylinderwand angedrückt, und damit sie nicht nach auswärts ausweichen kann, ist jede Schraube b mit einer Mutter c versehen, welche in den Kolbenkörper so eingelassen ist, daß sie ihre Lage in demselben nicht verändern kann.

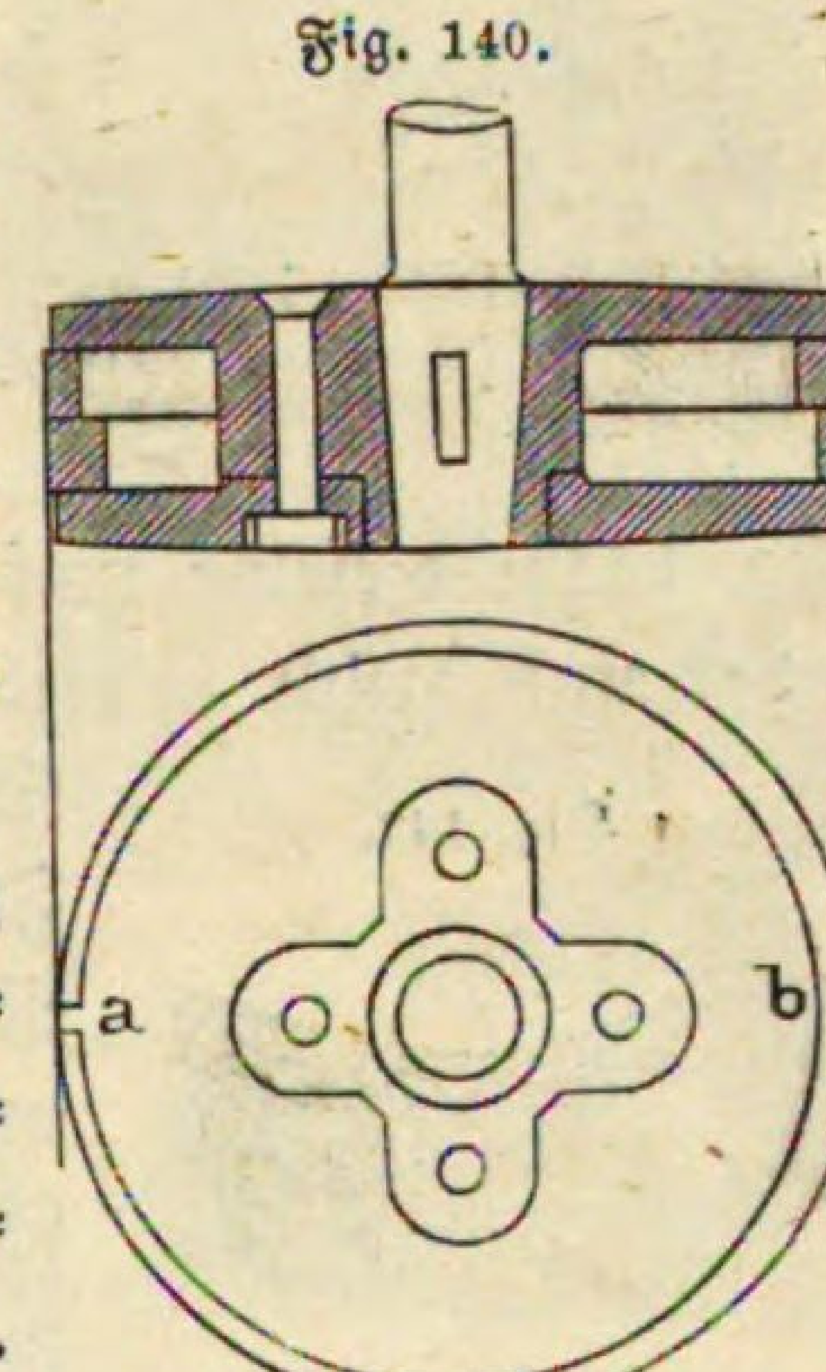
Fig. 139.



Hanfliderung läßt sich nur bei Dampfspannungen von höchstens $1^1/_2$ Atmosphären anwenden; bei höheren Spannungen ist man, um der häufigen Erneuerung zu entgehen, gezwungen, Metallliderung anzuwenden.

Einen einfachen Metallkolben stellt Fig. 140 dar. Der untere Deckel hat eine Hülse, in welche die Kolbenstange eingekeilt ist. Der obere Deckel wird angeschraubt. Die Liderung besteht aus zwei über einander liegenden, gußeisernen Ringen, deren Grundflächen durch Abdrehen genau eben abgerichtet sind und daher dicht zwischen die Deckel passen, jedoch darin spielen können. Die Ringe sind auf der einen Seite b dicker als auf der andern a. Die äußere Oberfläche desselben wird cylindrisch abgedreht, jedoch mit einem Durchmesser, der ein wenig größer als der Durchmesser des Cylinders; sodann auf der dünnern Seite um 6—8 mm ausgeschnitten, so daß sein Durchmesser durch Zusammendrücken gleich dem des Cylinders wird. Der Kolben muß nun so in den Cylinder geschoben werden, daß die Schlitze der Ringe einander gegenüberstehen. Das Hineinschieben wird dadurch erleichtert, daß der Cylinder an seinem Ende etwas weiter ist als auf der Reibfläche.

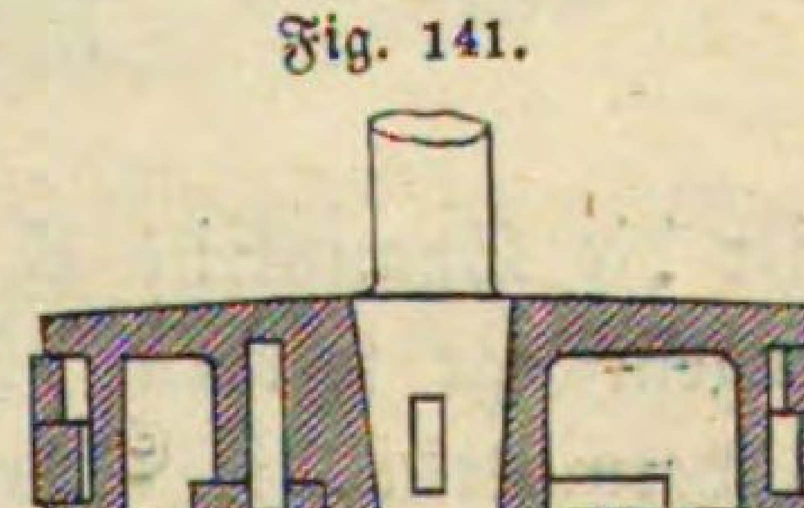
Fig. 140.



Bewegt sich der Kolben abwärts, so werden die Ringe an den obern Deckel gepreßt. Es kann also von der Arbeitsseite her kein Dampf in den hohlen Raum des Kolbens, wohl aber Dampf von der Abströmungsseite her. Auf diese Weise wird dieser Raum immer mit Gegendruckdampf angefüllt sein.

Fig. 141 zeigt einen Kolben mit zwei gleichen Ringen wie oben, nur werden diese Ringe durch Auseinandertreiben über die äußere Kolbenfläche an ihre richtige Stelle gebracht. Die beiden Borde nämlich, zwischen welche sie zu liegen kommen, sind mit dem äußern Kolbenring aus einem Stück. Der hohle Raum des Kolbens wird durch einen leichten Deckel dampfdicht abgeschlossen.

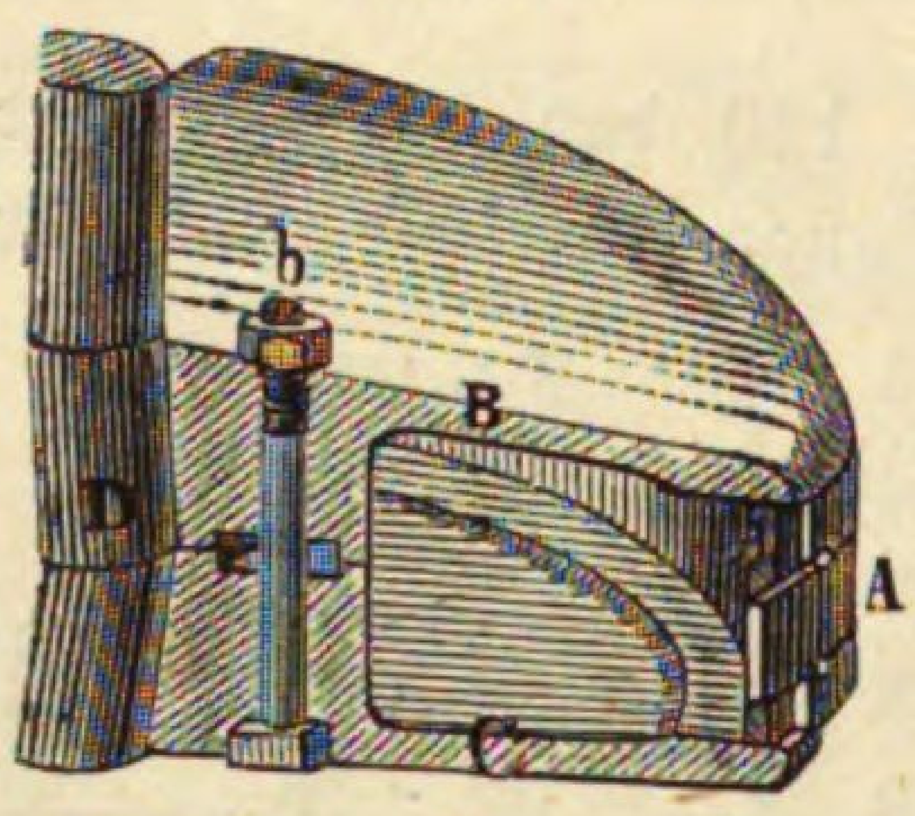
Fig. 141.



Den Kolben von Nillus für Schiffsmaschinen mit Hochdruck zeigt Fig. 142, S. 264. Die beiden gußeisernen Kolbenhälften B und C werden, nachdem sie über das doppeltkonische Ende D der Kolbenstange geschoben und die beiden abgedrehten Ringe A A aus weichem Gußeisen eingelegt sind, durch vier Schrauben b mit einander verbunden. Jeder

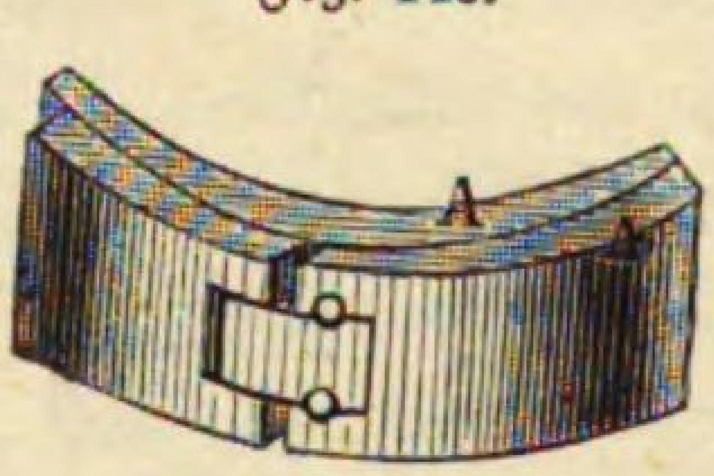
der beiden Ringe ist an einer Stelle des Umfangs aufgespalten, und beide Ringe sind auch hier so in einander gesteckt, daß die beiden Spalten sich diametral gegenüber liegen, und daß die stärkste Stelle des einen Ringes mit der schwächsten des anderen zusammenfällt. In die Spalten werden nach Fig. 143 Plättchen eingelegt, welche mit dem einen Ende des Ringes vernietet, in dem anderen aber frei beweglich sind.

Fig. 142.



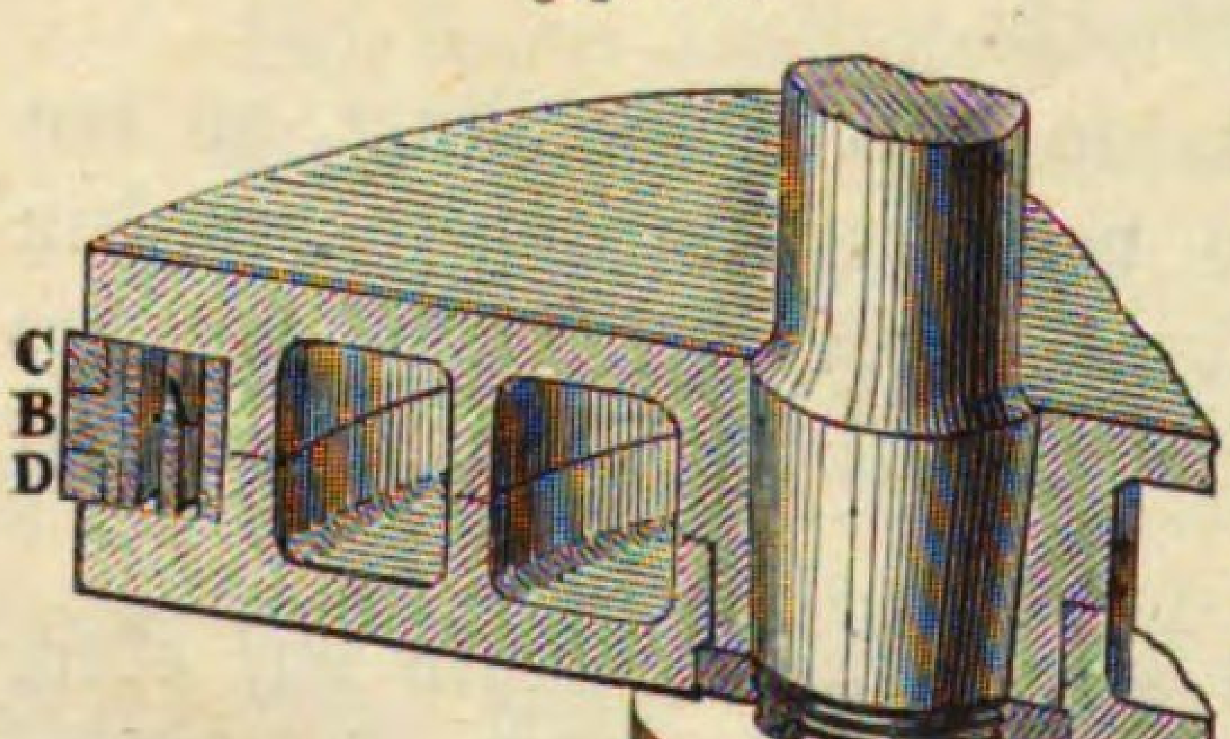
North und Peacock bedienen sich einer mehrmals gewundenen Spiralfeder A (Fig. 144); dieselbe umfaßt mit ihrem kleinsten Durchmesser den Kolbenkörper und drückt mit ihrem größten gegen den mittleren oder Hauptliderring B, welcher sich innen flach gegen die Feder A und außen mit seiner vorspringenden Rippe gegen die Cylinderwand anlegt; über und unter der Rippe des Hauptringes liegen die beiden schmäleren und niedrigeren Ringe C und D, welche in Gemeinschaft mit dem Hauptring den dampfdichten Abschluß bewirken. Alle drei Ringe sind gespalten; doch sind die Spalten auf den Umfang so vertheilt, daß sie nicht über einander fallen.

Fig. 143.



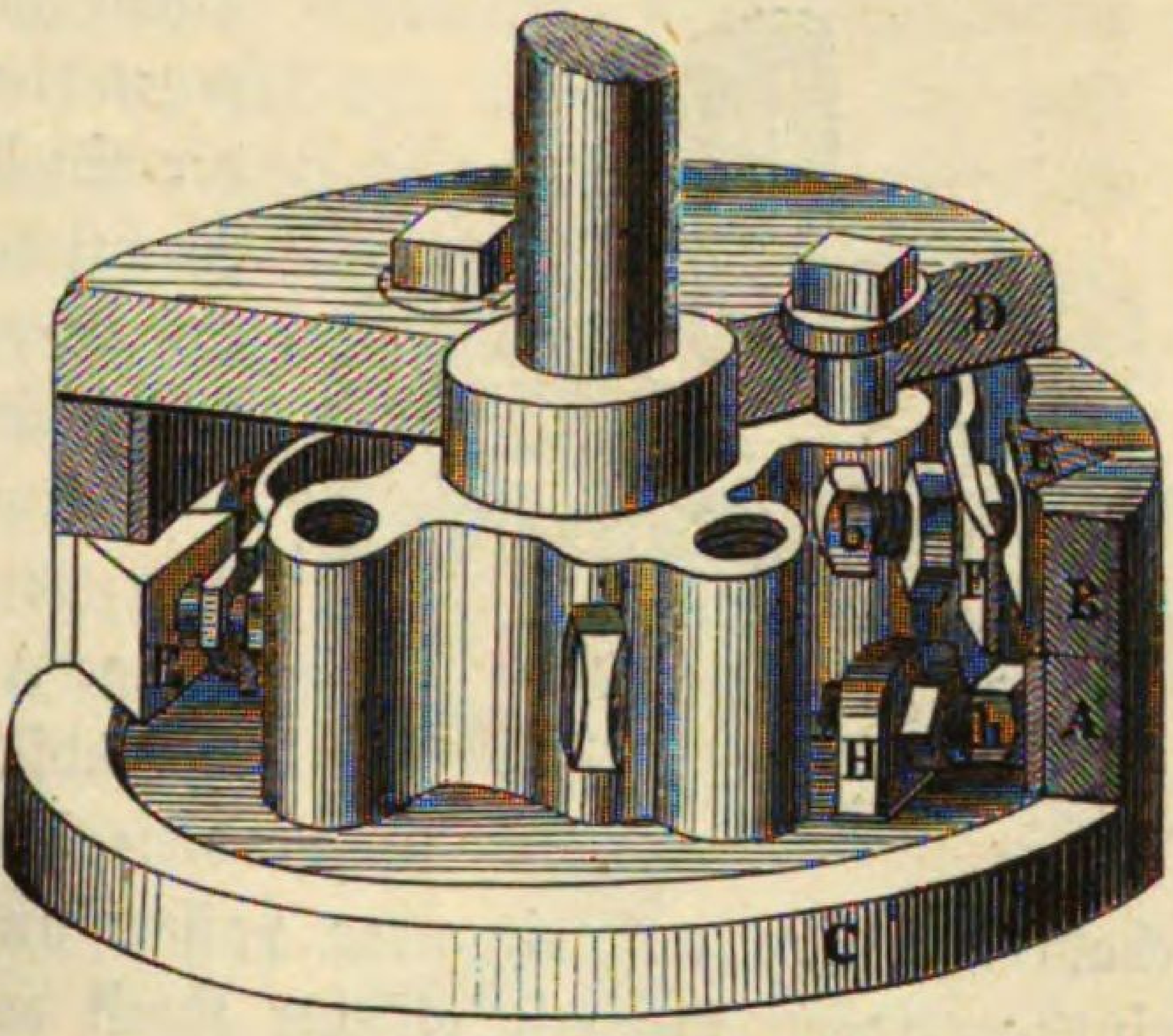
Häufig sind diejenigen Kolben, bei welchen die metallenen Liderringe durch Spannkeile gegen die Cylinderwand angedrückt werden. Die beiden gespaltenen gußeisernen Liderringe A, B in Fig. 145, S. 265 sind zwischen den Boden C und den Deckel D des Kolbenkörpers so eingelegt, daß die Spalten einander diametral gegenüber zu liegen kommen. Nach innen erweitern sich die Spalten und nehmen hier die Spannkeile E auf, welche durch die Federn F in die Spalten eingedrängt werden. Die Verbindung der Federn F mit den Keilen E vermitteln die Schrauben b, welche zugleich zur Regulirung der Federspannung dienen. Der Querschnitt der Liderringe nimmt von der Spalte nach der derselben gegenüberliegenden Stelle stetig zu. Der kleine an den Kolbenboden angegossene Bügel H mit der Schraube h dient dazu, die Drehung der Liderringe zu verhindern; der obere Theil des Bügels verhindert die Drehung des oberen und der Kopf der Schraube h die Drehung des unteren Ringes.

Fig. 144.



Bei Kolben von weniger als 0,6 m Durchmesser kann man die Blattfedern F durch Schraubenfedern ersetzen.

Fig. 145.



Eine andere Klasse von Metallkolben sind die, bei welchen die Keilwirkung gleichmäßig über den ganzen Umfang vertheilt ist. Hierher gehört zunächst der Kolben von Goodfellow in Fig. 146. Der gespaltene Federring A ruht lose auf der Bodenplatte, und über und unter demselben sind die beiden Liderringe B und C angebracht. Der mittlere Ring ist oben und unten nach außen abfallend gedreht, und der obere und untere nach innen abfallend, so daß die Berührungsflächen scharf auf einander passen. Der obere Ring schließt sich mit seiner oberen Fläche an die durch Schrauben b am Kolbenkörper befestigte Deckplatte an und bewirkt dadurch den Abschluß. Der mittlere Ring ist an der einen Seite stärker als an der anderen, und sein Umfang ist mit vielen radialen Schnitten versehen, die um so tiefer werden, je näher sie der schwächeren Stelle des Ringes, an welcher derselbe gespalten ist, liegen. Da in Folge der Abnutzung die äußeren Ringe etwas an Elasticität verlieren, so hat man noch einen vierten Ring D (Fig. 147) hinzugefügt, welcher hinter den drei Liderringen im Innern des Kolbens liegt und durch Stellschrauben gegen diese letzteren angezogen wird, wenn sie nicht mehr dicht schließen.

Fig. 146.

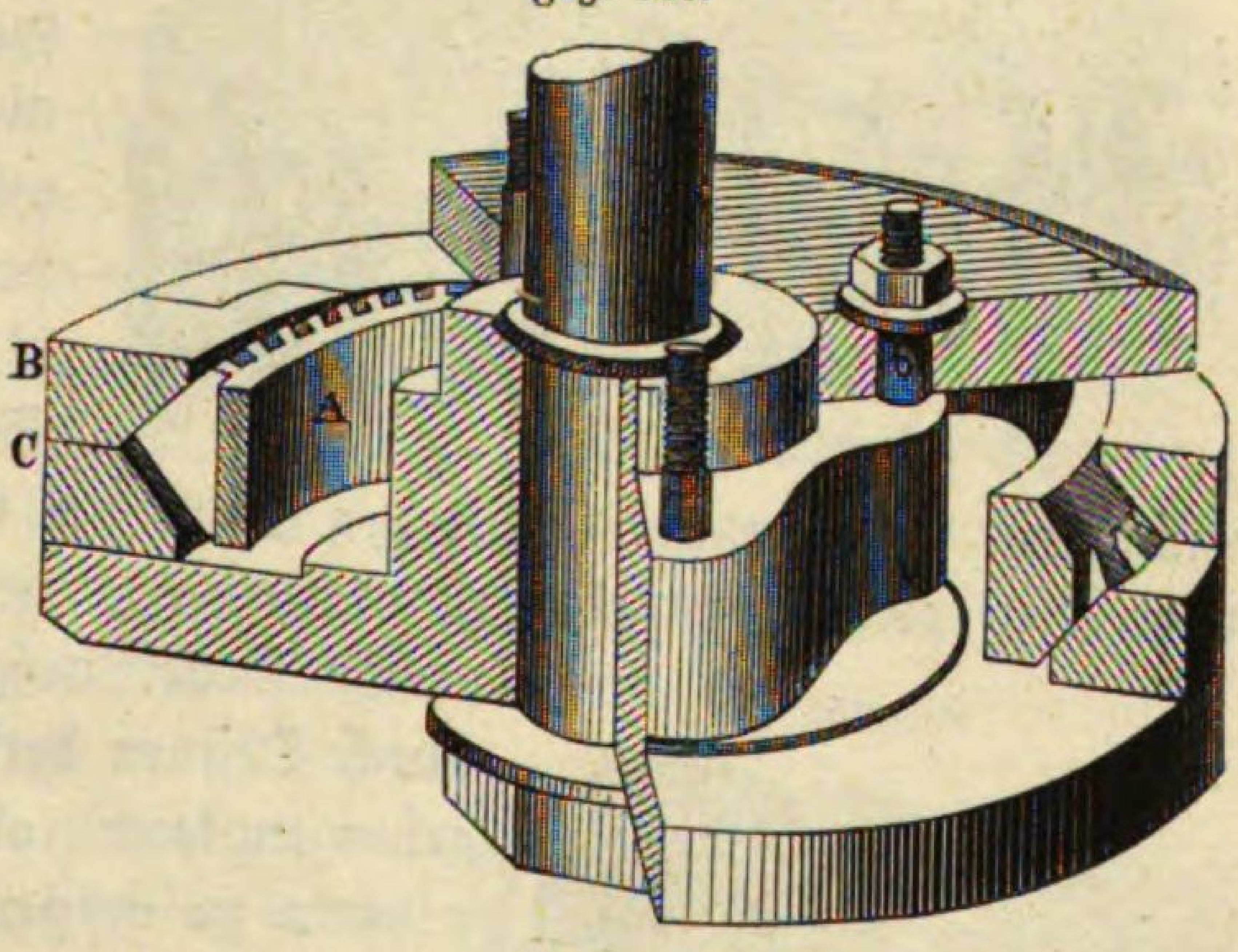
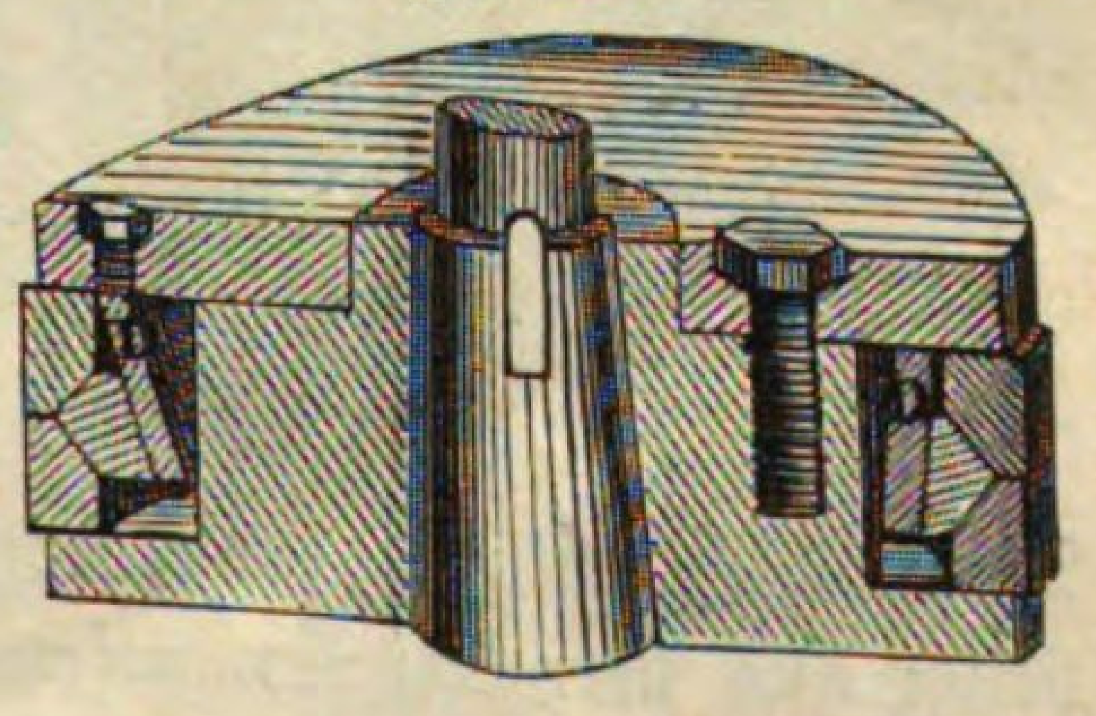


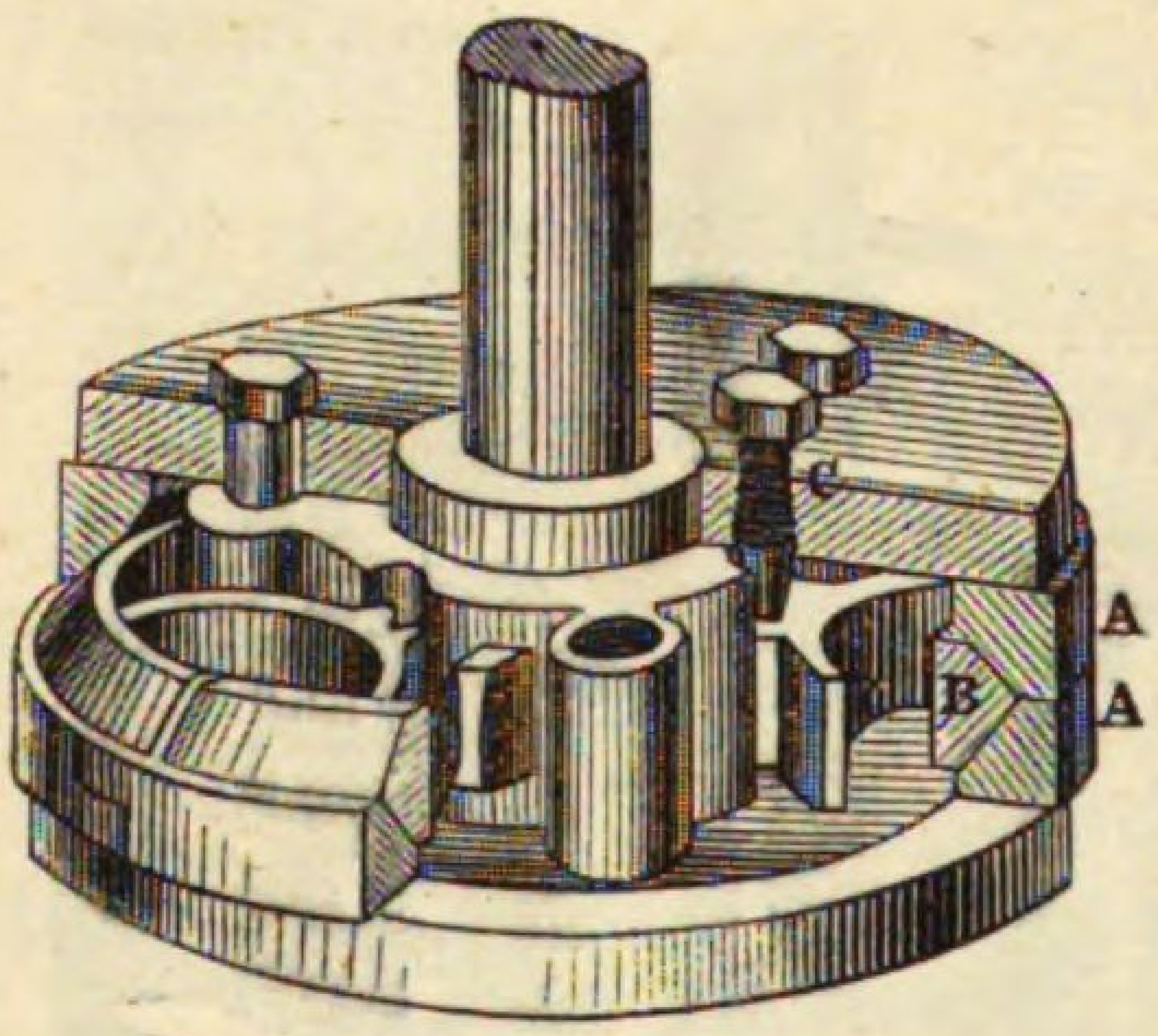
Fig. 147.



Bei Bower's Kolben (Fig. 148, S. 266)

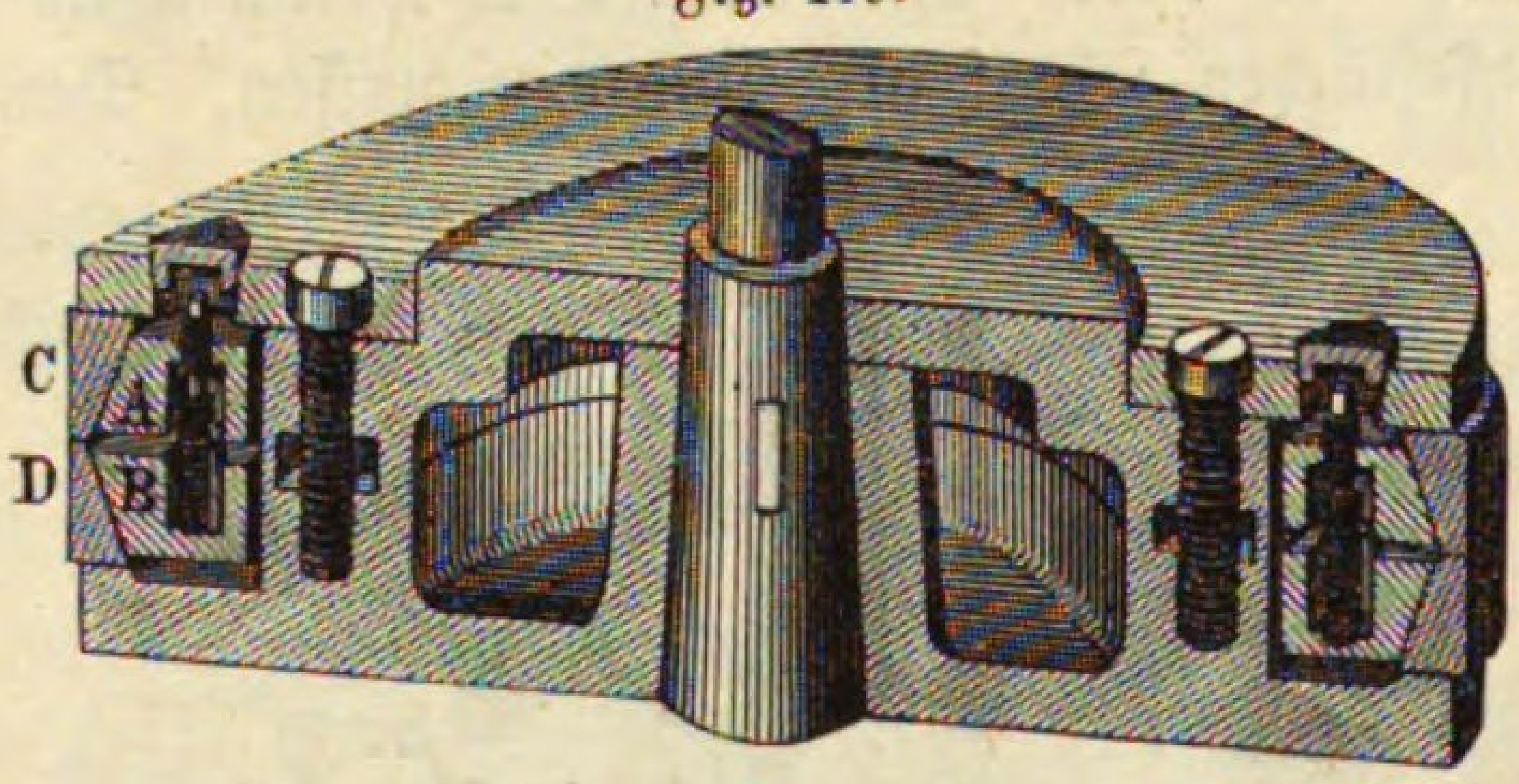
werden die beiden äußeren Ringe A A ebenfalls durch einen abgeschrägten, inneren Ring B nach außen gedrückt. Der Ring B hat an drei Stellen des Umfanges eine Art nach innen gerichteter Bügel, welche sich gegen die keilförmig zugeschärften Enden der Stellschrauben C anlegen. Beim Nachziehen der Stellschrauben drückt der innere Ring B die äußeren Ringe A A schärfer gegen die Cylinderwand an.

Fig. 148.



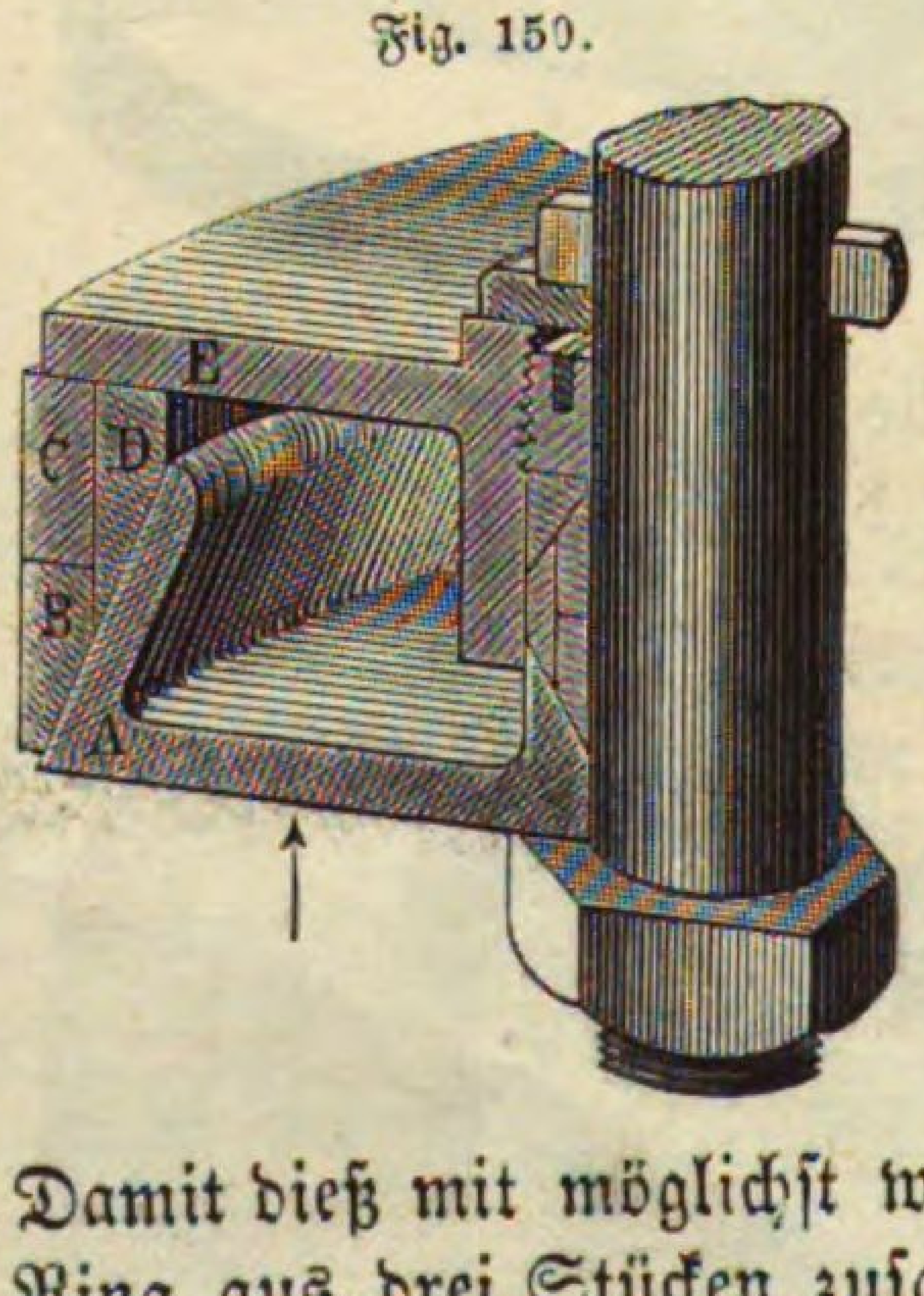
Fernihough's Kolben (Fig. 149) hat zwei im Querschnitt trapezförmige Ringe A, B, welche mit den größeren Grundflächen über einander liegen. In diese Ringe sind vertikale Löcher eingebohrt, welche auf einander passen und mit Schraubenfedern ausgefüllt werden, die mit gleicher Kraft den einen Ring nach oben und den anderen nach unten drücken. Ringsherum sind diese Ringe, die nicht gespalten zu sein brauchen, aber gespalten sein können, mit gespaltenen, scharf anpassenden, äußeren Ringen C, D umgeben. Um die Schraubenfedern mehr oder weniger zu spannen und somit den Druck der inneren Ringe gegen die äußeren zu vergrößern oder zu verringern, dienen Stellschrauben, auf welche Deckel aufgelegt sind, damit man durch Oeffnen derselben zu den Schrauben gelangen kann, ohne den Kolbendeckel abnehmen zu müssen.

Fig. 149.



Auch Schneider's Kolben (Fig. 150) beruht auf der Wirkung des Keils. Der abgestumpfte Kegel A wird durch den Druck des auf seine Grundplatte wirkenden Dampfes in der Richtung des Pfeils bewegt und nimmt dadurch das Bestreben an, die Ringe B, C, D, von denen B und C die Liderung bilden, aus einander zu treiben. Damit dieß mit möglichst wenig Kraftaufwand geschehen kann, ist jeder Ring aus drei Stücken zusammengesetzt. Jeder Theil des Ringes C ist

Fig. 150.



durch eine Schraube an einem Theil von B und durch eine andere an einem Theil von D befestigt, so daß die Fugen vollkommen geschlossen sind. Wirkt der Dampfdruck nach der entgegengesetzten Richtung, so wird die Platte E bewegt, die denselben Erfolg hervorbringt. Diese Anordnung bedingt, daß der Kolbenkörper lose auf der Kolbenstange ist, und damit zwischen diesen beiden Theilen auch keine Undichtheit entstehen kann, ist eine Stopfbüchse, die nach demselben Princip, wie die Kolbenliderung, abgedichtet ist, eingelegt. Die Bewegung der Platten A und E ist auf der einen Seite durch eine Mutter und auf der anderen durch einen Keil begrenzt.

Durch seine große Einfachheit zeichnet sich der Kolben von Ramsbottom (Fig. 151) aus. Der Kolbenkörper ist ein hohler, cylindrischer Kasten, der durch zwei Gußstücke gebildet wird. Dieser Kasten trägt an seiner Außenseite als Liderung mehrere in Nuthen eingelegte Ringe von Stahl oder hart gezogenem Eisendraht. Die Ringe, deren 3 bis 5 mit versetzten Stößen in einem Kolben angewendet werden, drücken mit einer von ihren Dimensionen und ihrer ursprünglichen Form abhängigen Kraft gegen die Cylinderwand und bringen dadurch die Dichtung hervor. Damit die Ringe so viel Druck ausüben, daß sie keinen Dampf durchlassen, biegt man sie vor dem Einlegen nach einem Kreisbogen, dessen Durchmesser um $1/_{10}$ größer als der Cylinderdurchmesser ist. Bei dem kleinen Querschnitt dieser Ringe tritt der Nachtheil, daß die gespaltenen Liderringe der Spalte gegenüber sich am stärksten abnutzen, besonders auffällig hervor, und zwar um so mehr, je kleiner der Cylinderdurchmesser und also auch der Querschnitt der Ringe ist. Diesem Uebelstand begegnet man dadurch, daß man entweder den Ringen vor dem Einlegen eine ovale Gestalt gibt, oder mit Beibehaltung der Kreisform den Querschnitt der Ringe von der Fuge nach der gegenüberliegenden Seite zunehmen läßt.

Fig. 151.

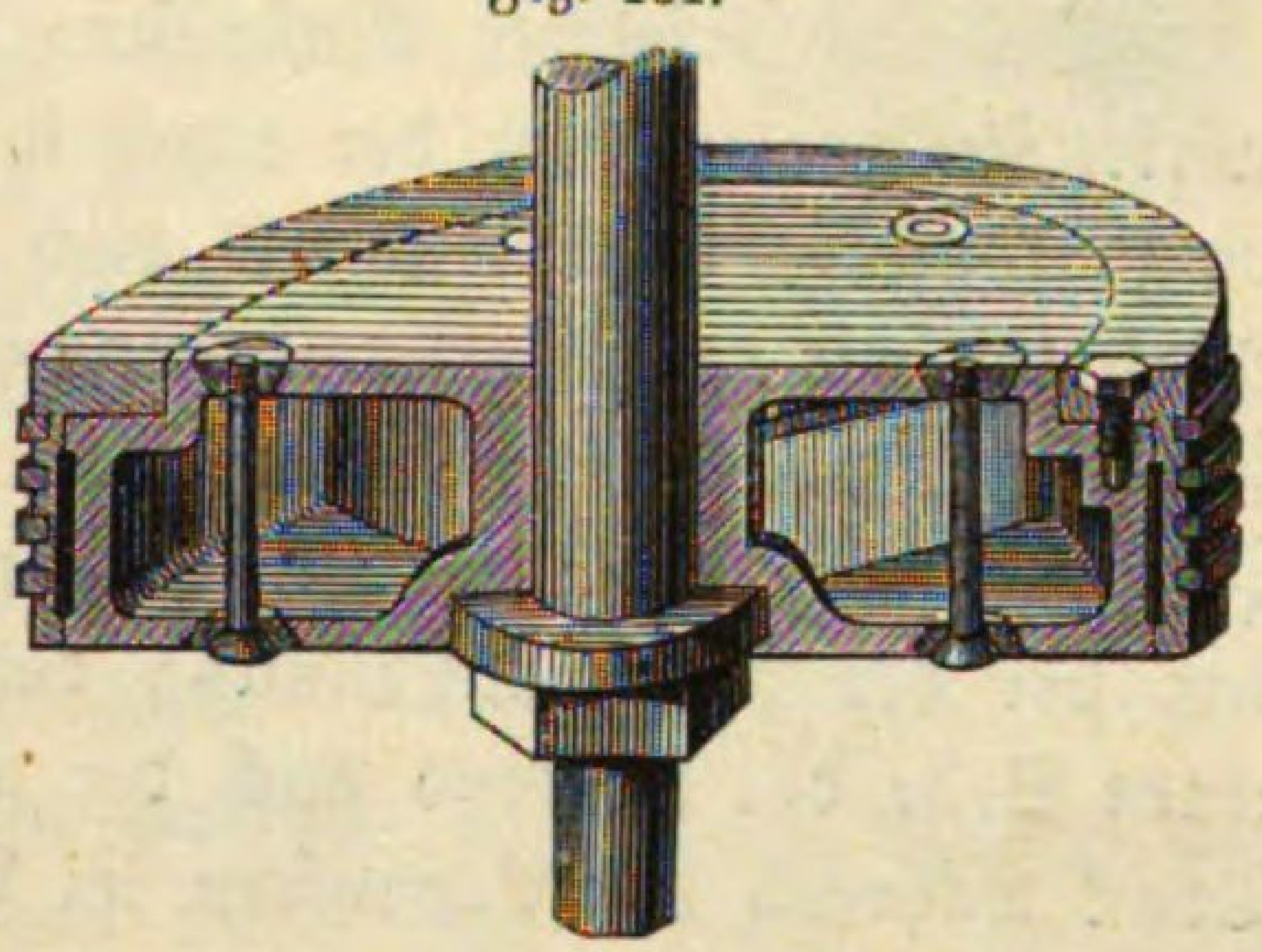
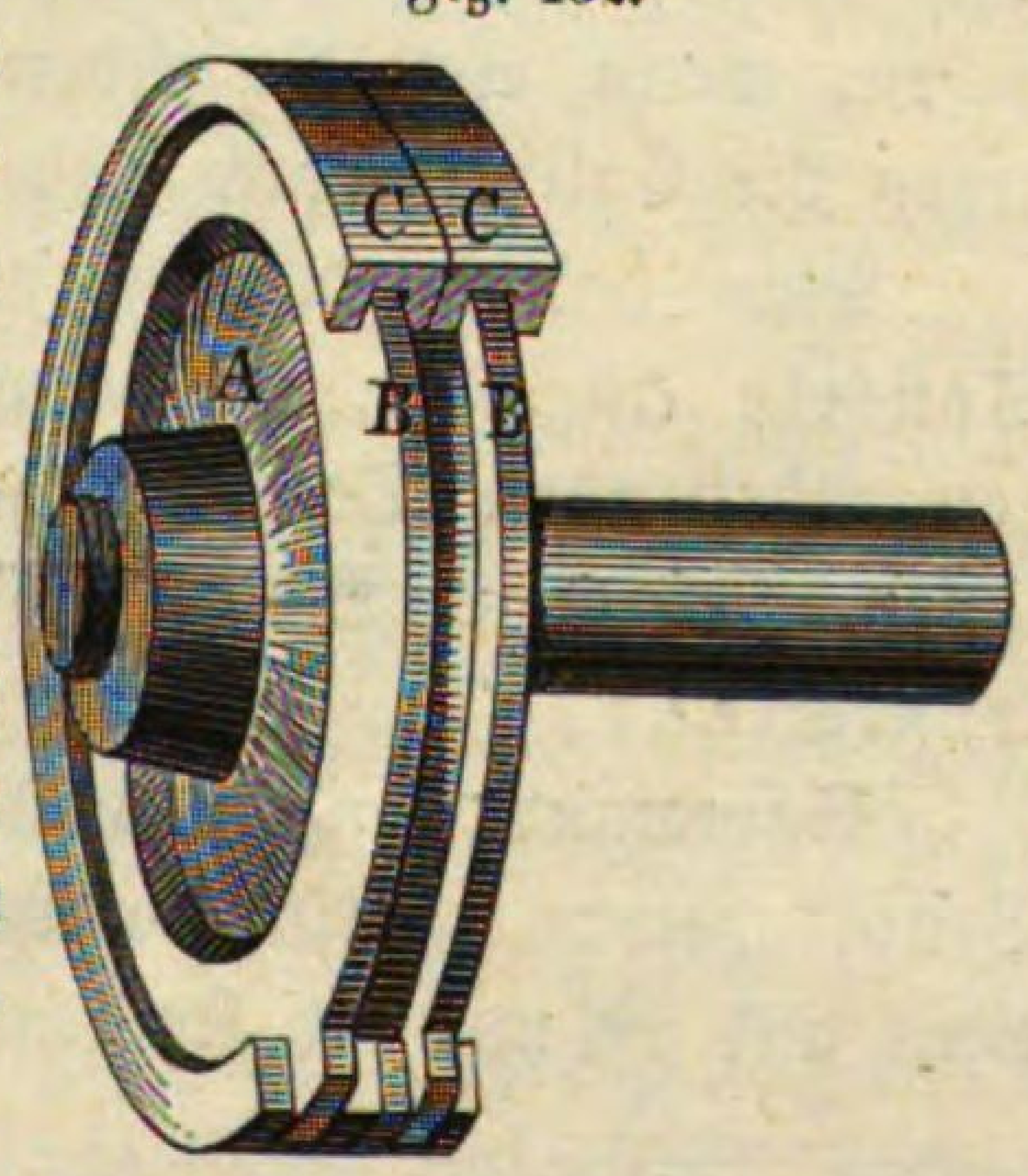


Fig. 152.



Eine ähnliche Konstruktion hat der Kolben von Forsyth in Fig. 152. Der Kolbenkörper A hat an seinem Rande zwei Vorsprünge B, B, auf

welche die mit entsprechenden Nuthen versehenen Liderringe C, C aufgepaßt werden. An den Stellen, an welche die Spalten der Ringe zu liegen kommen, sind die Vorsprünge B, B bis an die Cylinderwand fortgesetzt, und zur Aufnahme derselben in die Ringe zu beiden Seiten der Spalten Nuthen eingeschnitten.

Joy hat die Ramsbottom'sche Liderung insoweit modificirt, als er nur einen einzigen Liderring anwendet und denselben nach einer Schraubenlinie in die ebenfalls nach einer Schraubenlinie geschnittene Nuth am Kranze des Kolbenkörpers einlegt.

Chaumont stellt die Liderung gleichfalls aus einem schraubenförmig gewundenen Ringe her, legt denselben aber nicht in Nuthen, sondern preßt ihn zwischen dem Boden und dem Deckel des Kolbens zusammen.

Da nach erfolgter Einstellung der Druck der gegen die Liderringe wirkenden Federn oder der durch ihre eigene Elasticität wirkenden Liderringe konstant bleibt, so ist auch unter allen Umständen, mag die Maschine mit der Maximalspannung des Dampfes oder mit einem beliebigen Expansionsgrade arbeiten, die Kolbenreibung eine konstante. Ist nun der Druck der Liderung gegen die Cylinderwand so regulirt, daß bei der Maximalspannung des Dampfes der Durchgang von der einen Seite des Kolbens nach der anderen gehemmt wird, so ist dieser Druck während der Expansion im Verhältniß zur ausgeübten Leistung zu groß und verursacht dadurch einen unnöthigen Arbeitsaufwand. Noch auffallender wird das Verhältniß bei Lokomotiven, wenn dieselben beim Niedergang auf schiefen Ebenen ohne Dampf laufen; sie üben dann keine Leistung aus und doch besteht die Reibung und Abnutzung der Kolben fort. Der Arbeitsverlust durch die Kolbenreibung wird aber stets in einem konstanten Verhältniß zur ausgeübten Leistung stehen, wenn man die Liderung durch den arbeitenden Dampf selbst gegen die Cylinderwand andrückt.

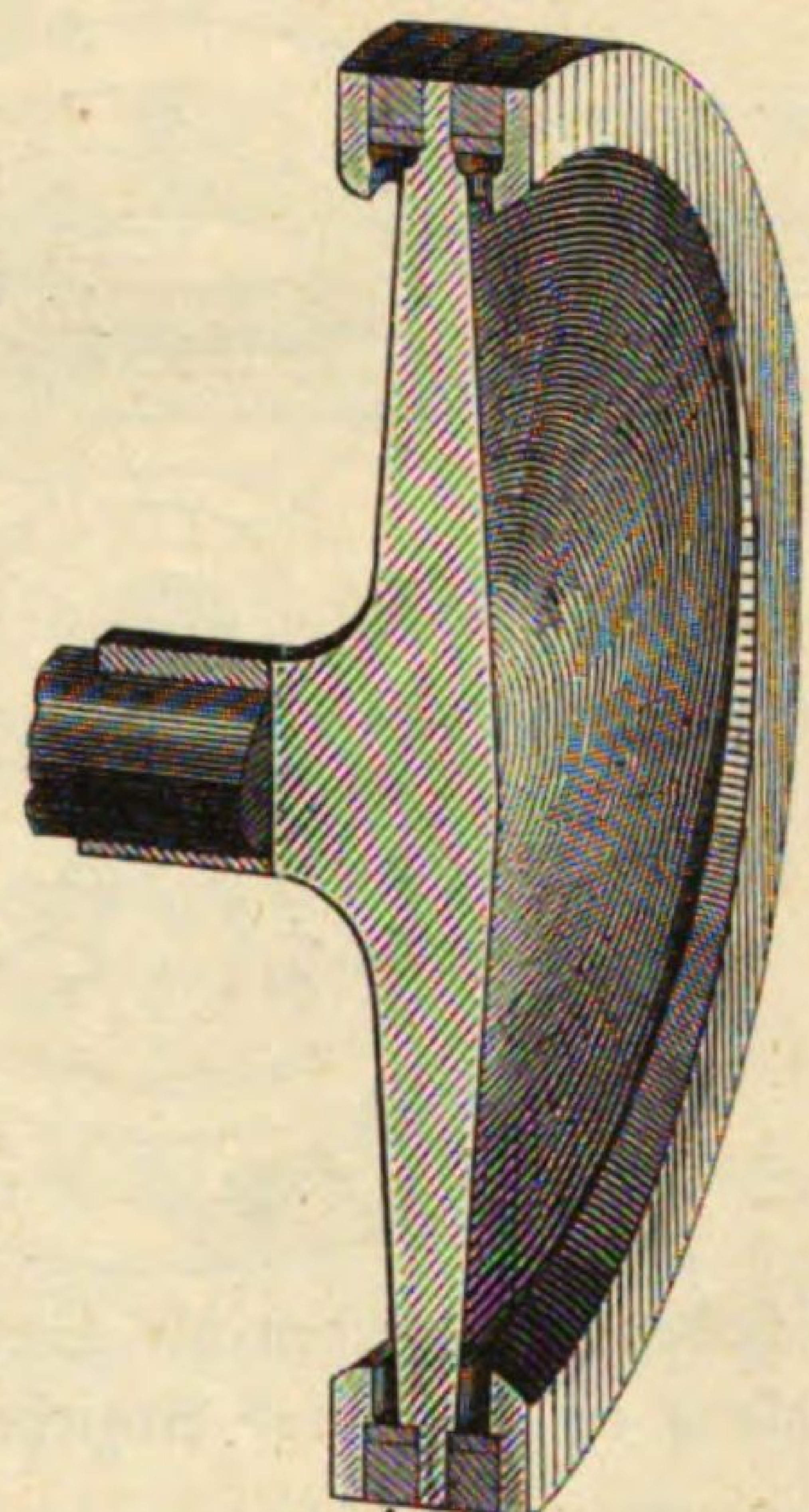
Man hat zu diesem Zwecke in Boden und Deckel des Kolbens Ventile eingelegt, welche nach der Arbeitsseite hin sich öffnen und den arbeitenden Dampf gegen die Rückwand der Liderung strömen lassen. In dieser Weise sind die Kolben von Krauß[1] und von Wells[2] konstruirt.

Sammann bringt den Dampfdruck gegen die Liderung ohne Ventile hervor. Sein Kolben (Fig. 153 S. 269) besteht aus Schmiedeisen und ist mit der Kolbenstange aus einem Stücke geschmiedet. In

[1] Polyt. Journ. Bd. 144. S. 1.
[2] Polyt. Centralbl. 1857. S. 1196.

den Kranz des Kolbenkörpers sind zwei Nuthen eingedreht, welche zur Aufnahme der messingenen Liderringe A, A und der hinter diesen liegenden Stahlringe dienen. Die Messingringe bestehen aus je zwei Hälften mit schiefen Stößen, während die Stahlringe nur einmal gespalten sind. Der Dampf tritt durch eine Anzahl Oeffnungen im Kranze des Kolbens gegen die Stahlringe und drückt diese, sowie die Liderringe mit einer Kraft, welche seiner Spannung proportional ist, gegen die Wandfläche des Cylinders. Da ein Anschweißen neuer Stangen nach erfolgter Abnutzung nicht möglich ist, so überzieht Sammann die Kolbenstangen mit eisernen Hülsen oder Schiffskesselröhren von 6 bis 8 Millim. Wandstärke, welche innen etwas ausgefräst, handwarm über die rauh abzudrehenden Kolbenstangen geschoben und dann sauber abgedreht werden.

Fig. 153.



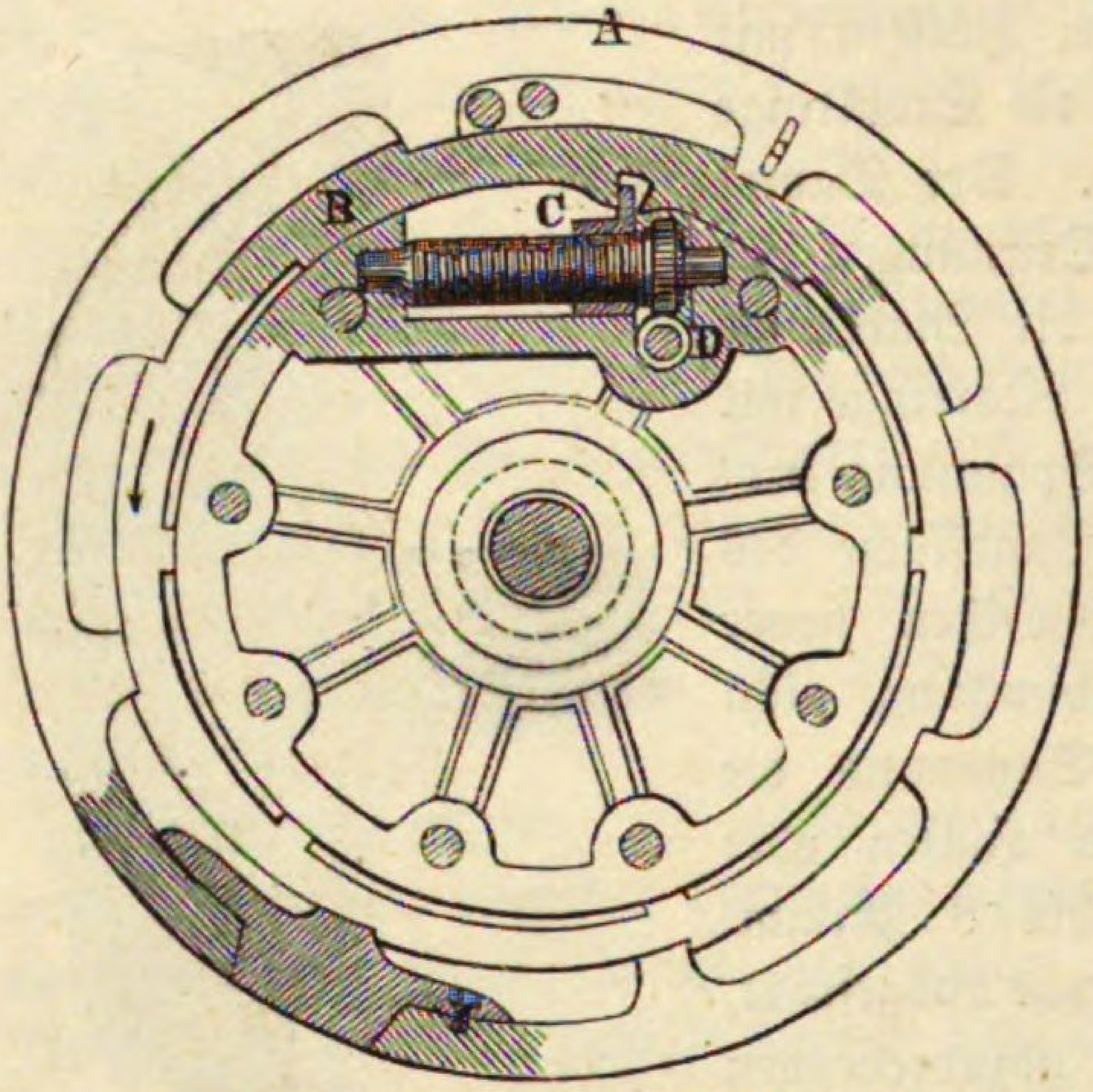
Schmiedeiserne Dampfkolben sind übrigens noch von Mc Connell angegeben worden; nur bringt derselbe den Druck gegen den Rücken der Liderung durch eine Anzahl gleichmäßig über den Umfang vertheilter Federn hervor.

Endlich hat man verschiedene Kolbeneinrichtungen, welche das Nachziehen der Liderung gestatten, ohne daß man genöthigt ist, den Kolbendeckel, unter Umständen selbst den Cylinderdeckel abzuheben.

Abgesehen von dem oben beschriebenen Fernihough'schen Kolben (Fig. 149) gehört hierher zunächst der Farcot'sche Kolben, von welchem Fig. 154, S. 270, einen Grundriß mit abgehobenem Deckel zeigt. Die Liderringe A stemmen sich innen gegen den nach Art eines Sperrrades geformten Kranz B, welchem man vermittelst der Mutter C mit zugehöriger Schraube, einem Zahnrade und der kleinen Bewegungsschraube D eine kleine Drehung ertheilen kann. Die Zeichnung zeigt die Liderringe in ihrer geringsten Spannung; wird aber der Kranz B in der Richtung des Pfeils gedreht, so nehmen die nach innen gerichteten Füße der Liderringe A einen größeren Halbmesser an und die Liderringe selbst werden weiter nach außen gedrängt. Die Schraubenspindel D hat einen durch den Kolbendeckel hindurch fortgesetzten, viereckigen Zapfen, auf welchen ein Schlüssel behufs des Nachziehens aufgesteckt werden kann.

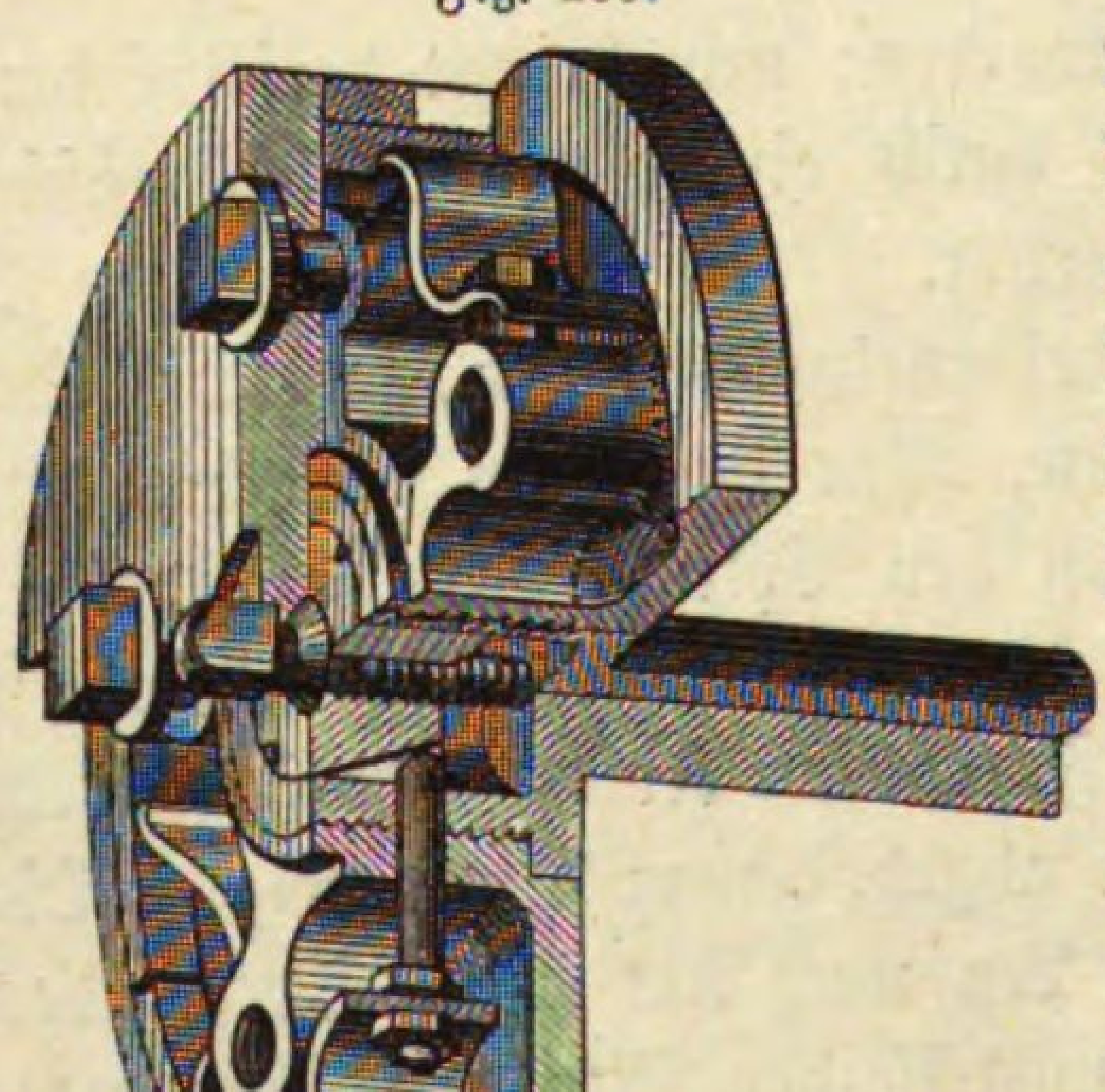
Brunton, der die Liderung durch eine Anzahl um den Umfang vertheilter Bogenfedern nach außen drückt, läßt, wie Fig. 155 zeigt, die Enden der Stellschrauben, durch welche die Federn angespannt werden, gegen Einschnitte wirken, welche in dem Umfang einer in die Mitte des Kolbens eingepaßten Mutter angebracht sind. Die Einschnitte sind zwar parallel zur Mutteraxe, nehmen aber allmälig an Tiefe ab. Wird nun die Mutter vermittelst einer durchgesteckten Schraube, welche einen durch den Kolbendeckel hindurch zugänglichen Zapfen hat, verschoben, so werden die Stellschrauben nach außen gedrängt, was zugleich ein schärferes Anziehen der Liderung zur Folge hat.

Fig. 154.



Hoogland's Kolben unterscheidet sich von dem Brunton'schen nur dadurch, daß die in der Mitte des Kolbens angebrachte Stellmutter rings um ihren Umfang herum konisch zuläuft und daher bei ihrer Verschiebung auch noch eine drehende Bewegung annehmen kann.

Fig. 155.



Die **Kolbenstangen** werden aus Schmiedeisen, in seltenen Fällen aus Stahl, hergestellt und sauber abgedreht. Ihre Stärke ist verschieden, je nachdem die Maschine eine einfach- oder doppeltwirkende ist.

Es bezeichne D den Durchmesser des Dampfcylinders, d denjenigen der Kolbenstange und p den höchsten wirksamen Dampfdruck (Unterschied aus dem Druck vor und hinter dem Kolben) per Flächeneinheit.

Die Kolbenstangen **einfach wirkender** Maschinen werden lediglich auf Zug in Anspruch genommen. Die bezügliche Kraft ist der auf den Kolben wirkende Dampfdruck $\frac{1}{4} \pi D^2 p$; die Zugfestigkeit der

Stange ist $\frac{1}{4}\pi d^2 K$, wo K den Modul der Festigkeit bezeichnet. Setzt man beide Kräfte einander gleich, so folgt

$$D^2 p = d^2 K.$$

Der Modul des Schmiedeisens für den Bruch ist $K = 3600$ Kil. Nimmt man hievon der Sicherheit wegen nur $K = 400$, so erhält man aus der vorstehenden Formel als Durchmesser der Kolbenstange

$$(50) \qquad d = 0{,}05\, D \sqrt{p}.$$

Hiernach wird für den Druck	$p =$ 1,	4	9 Kil.
der Kolbenstangen-Durchmesser	$d =$ 0,05 D,	0,10 D,	0,15 D.

Bei doppeltwirkenden Maschinen werden die Kolbenstangen nicht nur auf Zerreißen, sondern auch auf Zerdrücken in Anspruch genommen. In letzterer Hinsicht ist daher folgende Formel

$$(51) \qquad D^2 \frac{\pi}{4} p = \frac{E\, \pi^3}{64} \cdot \frac{d^4}{L^2}$$

über die rückwirkende Festigkeit anzuwenden, in welcher die linke Seite den Dampfdruck und die rechte den Widerstand der Stange gegen Druck darstellt, ferner E den Modul der Elasticität des Materials und L die Länge der Stange bezeichnet.

Eine Stange, welche abwechselnd auf Zug und Druck in Anspruch genommen wird, deren Spannungswechsel daher positiv und negativ ausfallen, muß verhältnißmäßig stark gebaut sein. Nun ist für Schmiedeisen der Modul $E = 1800000$ Kil. per 1 □cm Querschnitt; nimmt man hievon $^1/_{18}$; setzt man ferner $L = 2{,}5\, D$, eine Länge, welche selten überschritten wird, so gibt Formel (51) zur Berechnung des Durchmessers d der Kolbenstange

$$(52) \qquad d^2 = 0{,}01\, D^2 \sqrt{p}.$$

Hiernach wird für einen Dampfüberdruck	$p =$ 1	4	9 Kil.
der Durchmesser der Kolbenstange	$d =$ 0,10 D	0,14 D	0,17 D.

Es liegt im Geiste der Konstruktionslehre, die Werthe von d für ganz kleine Maschinen noch um etwas zu vergrößern.

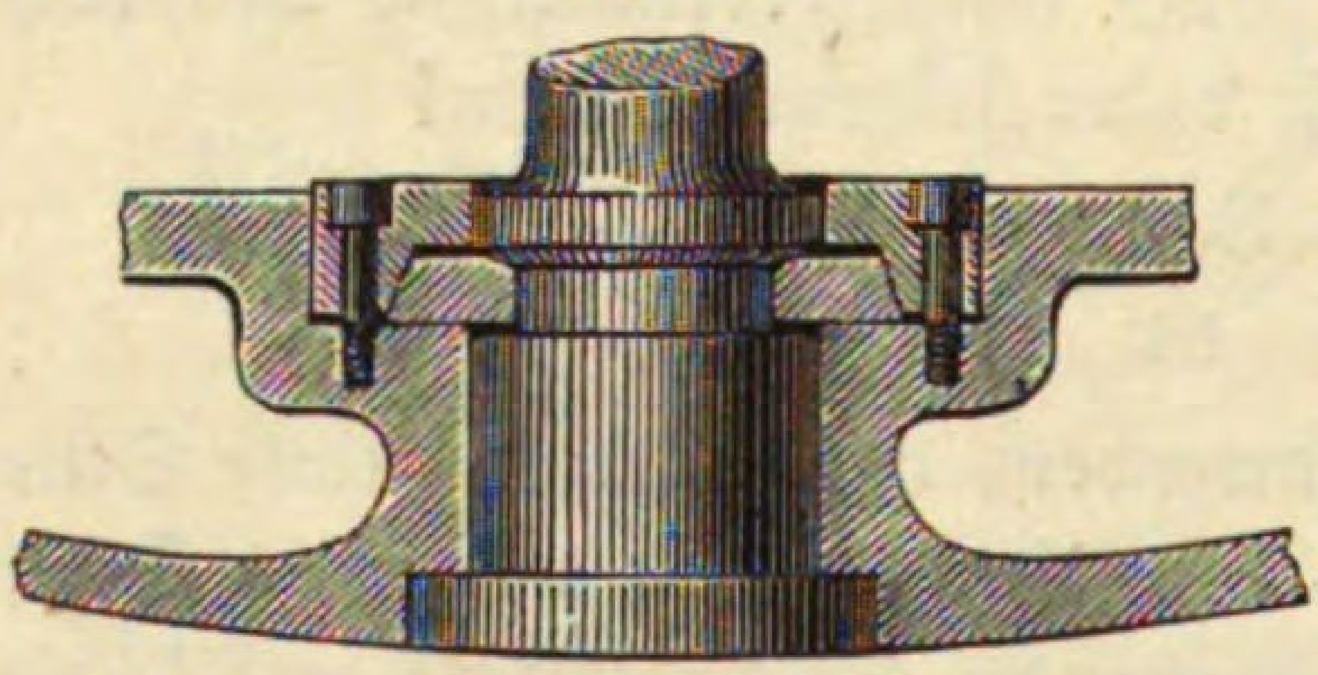
Die Befestigung des Kolbens an der Kolbenstange geschieht in der Regel durch Verkeilen oder Verschrauben. Man läßt zu diesem Zwecke das Stangenende konisch zulaufen und schlägt im ersteren Falle einen Keil durch die Nabe des Kolbens und das verstärkte Ende der Kolbenstange oder schneidet im letzteren Falle an das Kolbenstangenende ein Gewinde, dessen Mutter gewöhnlich in den Kolbenboden versenkt ist. Ragt die Mutter über den Kolbenboden hinaus, so muß zum Zwecke ihrer Aufnahme im Cylinderboden ein Raum ausgespart

sein. Die Spindel des Gewindes, um hinreichende Festigkeit darzubieten, muß denselben Durchmesser erhalten, wie eine Kolbenstange, die bloß auf Zug in Anspruch genommen wird; ihr Durchmesser ist also nach Formel (50) zu berechnen.

Obschon in den vorkommenden Fällen Formel (50) für Zug kleinere Werthe liefert als (52) für Druck, so werden immerhin die Durchmesser der Schraubenspindeln für große Maschinen zu groß ausfallen. Daher läßt sich die Schraubenverbindung nur bei kleinern Kolbendurchmessern in Anwendung bringen.

Morris ermöglicht die Befestigung durch Schrauben für größere Kolben dadurch, daß er die Zugkraft, welche die Schraube zu zerreißen sucht, auf eine größere Anzahl von Schrauben vertheilt. Er dreht zu diesem Zwecke, wie Fig. 156 zeigt, in das Kolbenstangenende einen Hals ein und umschließt denselben mit einem zweitheiligen Ring, dessen äußerer Durchmesser größer ist, als der Kolbenstangendurchmesser. Ueber diesen Ring wird eine Deckplatte gelegt und durch eine Anzahl Schrauben am Kolbenkörper befestigt.

Fig. 156.



Bei einer doppeltwirkenden Maschine mit 50 cm Kolbendurchmesser wird z. B., wenn der wirksame Dampfdruck 4 Atmosphären beträgt, nach (50) und (52)

Durchmesser der Kolbenstange . $0{,}14\ D = 7^{cm}$,
Durchmesser der Gewindspindel $0{,}10\ D = 5^{cm}$.

Diesen letztern Durchmesser müßte auch das Schraubengewinde erhalten; will man aber dasselbe durch eine Anzahl Schrauben nach Morris ersetzen, so muß man ihnen einen Gesammtquerschnitt geben, der dem der Hauptspindel gleich ist. Dabei ist als Querschnitt derjenige des Kerns der Spindel zu betrachten.

Paul und Nillus lassen das Kolbenstangenende nach beiden Seiten hin konisch ablaufen, so daß der größte Durchmesser in die Mitte der Kolbendicke fällt, und stellen den Kolben aus zwei Hälften her, welche von je einer Seite über das Kolbenstangenende geschoben und dann an einander festgeschraubt werden.

Zum Schmieren des Dampfkolbens dient ein auf den Cylinderdeckel oder, bei liegenden Maschinen, auf den oberen Theil der Cylinderwand aufgeschraubter Schmierapparat, der in der Regel durch einen Hahnen regulirt wird. Eine solche Schmiervorrichtung zeigt

Fig. 157. Der Hahnen ist hohl und hat in seiner Wand eine Bohrung, die so gestellt werden kann, daß die Höhlung des Hahnen, welche als Talgreservoir dient, entweder mit dem darüber stehenden Talgbecher, oder mit dem darunter befindlichen Dampfcylinder in Kommunikation steht. Im ersteren Falle füllt sich das Talgreservoir des Hahnen, im zweiten entleert es seinen Inhalt in den Cylinder. Das Letztere geschieht natürlich immer nur beim Rückgange des Kolbens; denn beim Hingange desselben läßt die Spannung des Dampfes den Talg nicht in den Cylinder eintreten.

Fig. 157.

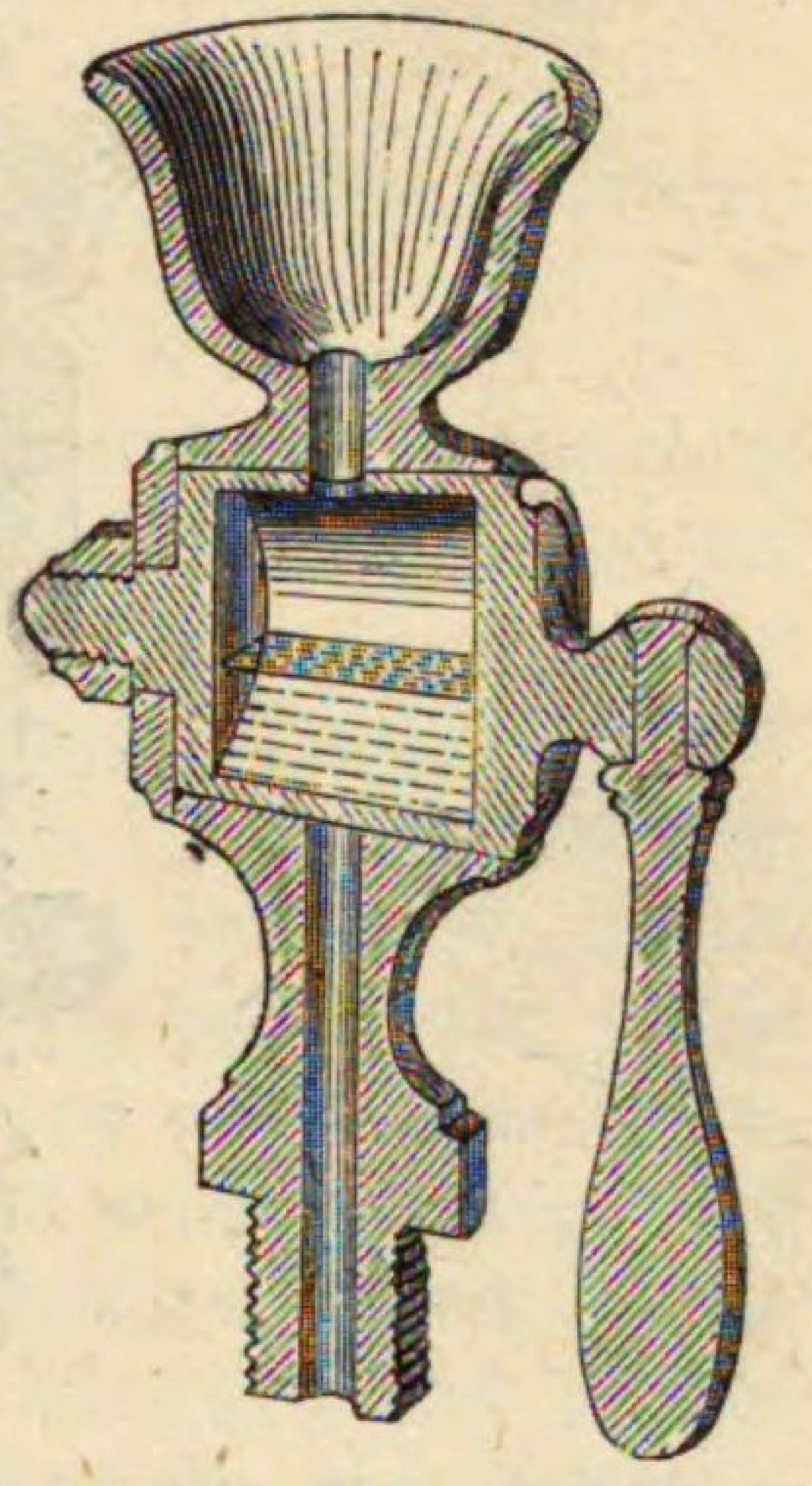
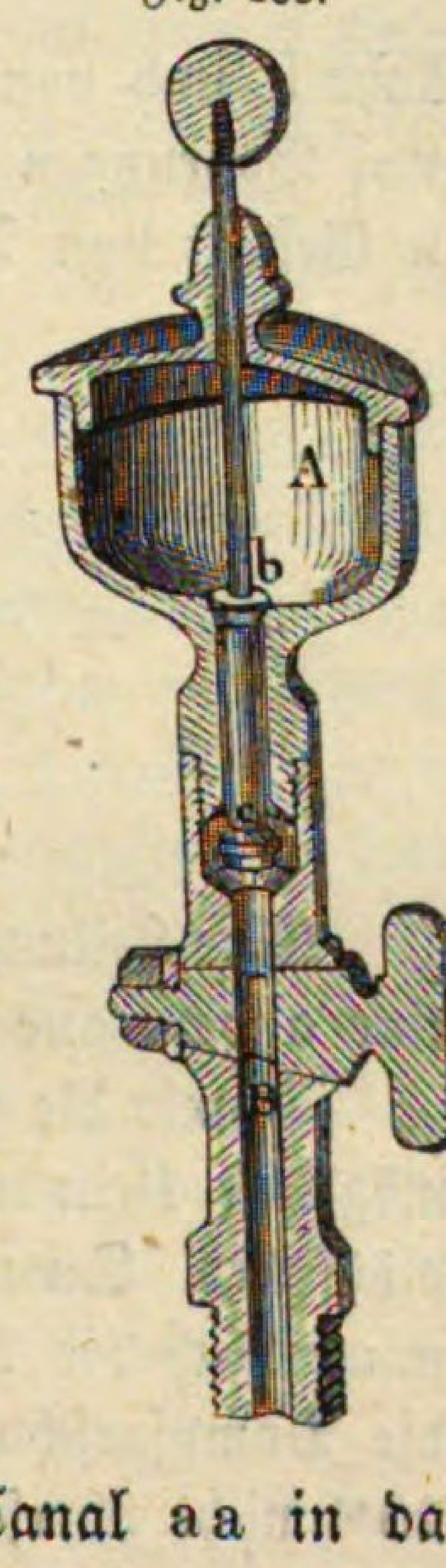


Fig. 158 zeigt eine selbstthätige Kolbenschmierbüchse. A ist das durch einen aufgelegten Deckel geschlossene Talggefäß, B ein mit einem Hahnen versehenes Rohr, welches über dem Cylinder festgeschraubt wird. Im oberen Theile dieses Rohres liegt ein Doppelventil b c, welches in seiner gehobenen Stellung dem Talg den Eintritt in den ringförmigen Raum zwischen den beiden Ventilen gestattet. Wird aber umgekehrt c geöffnet und b geschlossen, wie in der Zeichnung, so fließt der in diesem ringförmigen Raume enthaltene Talg durch das Rohr B in den Dampfcylinder ab. Das wechselseitige Oeffnen und Schließen des Doppelventils wird durch die veränderte Spannung des Dampfes beim Hin- und Hergange des Kolbens bewirkt.

Fig. 158.



Bei der Anordnung in Fig. 159, S. 274, bezeichnet A das Talggefäß. Soll dasselbe von dem Becher B aus gefüllt werden, so schließt man den Hahnen C und hebt sodann das Ventil D. Nach geschehenem Anfüllen schließt man das Ventil D und öffnet umgekehrt den Hahnen C. Der arbeitende Dampf wirkt nun auf das Ventil E, welches Fig. 160, S. 274, in vergrößertem Maßstabe zeigt, hebt es und erhält somit Gelegenheit, durch die Oeffnungen am oberen Rande des Ventils in das Talggefäß auszuströmen. Hierdurch wird der Gleichgewichtszustand hergestellt, und der Talg kann durch den Canal a a in das

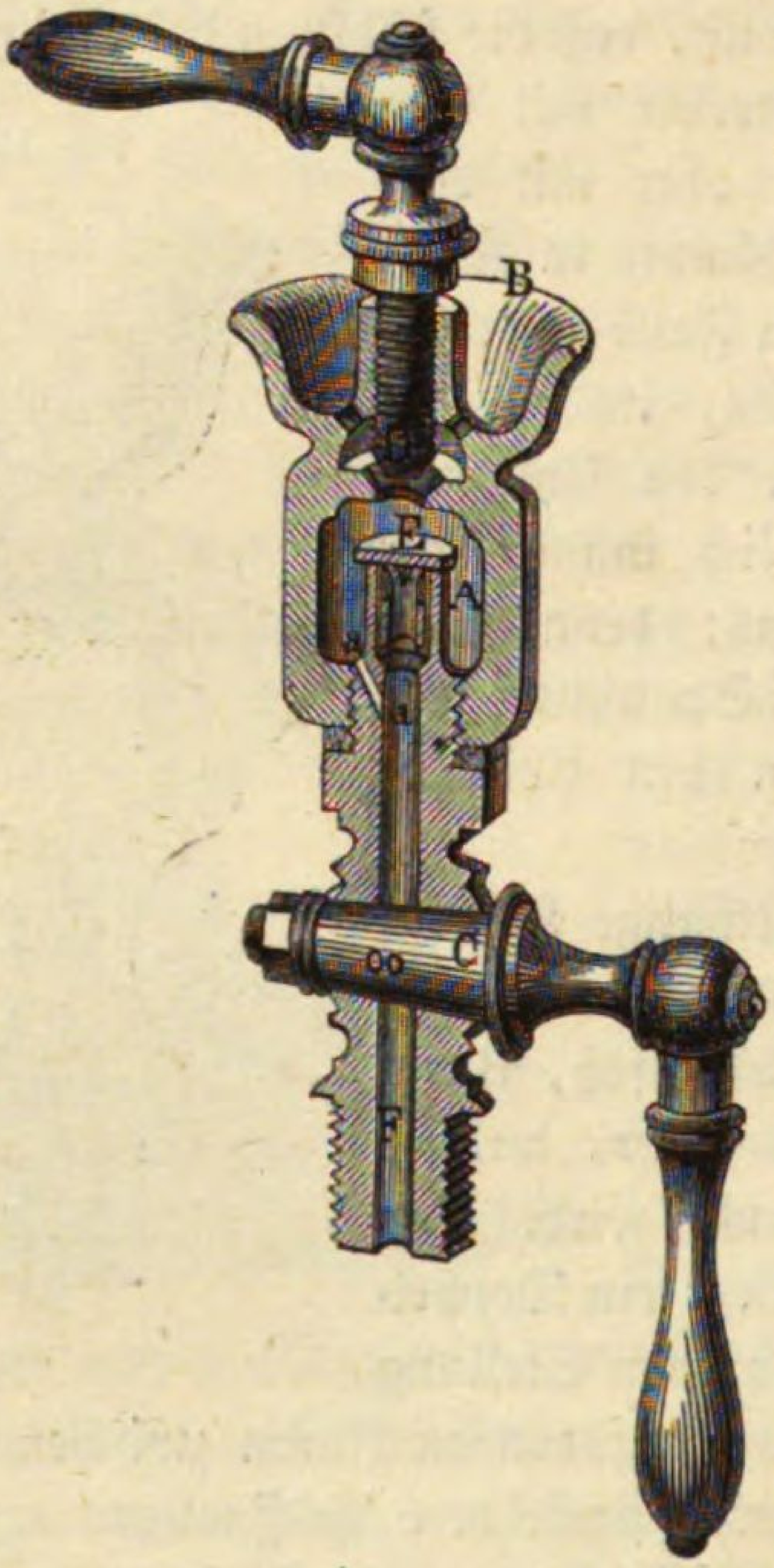


Fig. 159.



Fig. 160.

Rohr F und von da in den Cylinder niederfließen. Der Hahnen C hat zwei Bohrungen von sehr kleinem Durchmesser, damit der Talg nur in Gestalt von Tropfen dem Cylinder zugeführt wird.

III.

Dampfleitung.

Eine Leitung führt den Dampf aus dem Kessel nach der Maschine, eine andere aus der Maschine ins Freie oder in den Kondensator.

Damit die Bewegungshindernisse in der einen oder andern Leitung möglichst klein ausfallen, soll dieselbe kurz und weit sein und keine plötzlichen Querschnitts- und Richtungsveränderungen haben. Was namentlich die Weite betrifft, so hat man dieselbe so zu wählen, daß die Dampfgeschwindigkeit in der Zuleitung 30^m und in der Ableitung 20^m nicht überschreitet. Hiernach soll der Querschnitt der Ableitungs-

kanäle $^3/_2$ von dem der Zuleitungsröhren sein. Beträgt nun die mittlere Kolbengeschwindigkeit einer Maschine 1^m, so ist der Querschnitt der Zuleitungsdampfröhre mindestens $1^m : 30^m = ^1/_{30}$ und der der Ableitungskanäle $^1/_{20}$ des Kolbenquerschnitts zu nehmen.

Nach dieser Regel erhält man

für die mittleren Kolbengeschwindigkeiten	0,9	1,2	1,5	2	3^m
die Verhältnisse für die Zuleitung . . .	$\frac{1}{33}$	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{10}$

Diese Verhältnisse gelten nicht nur für die cylindrischen Leitungen vom Kessel bis zur Dampfkammer (Schieber- oder Ventilkasten), sondern auch von da nach dem Innern des Cylinders.

Die Dampfröhre besteht aus einer Anzahl an einander stoßender Röhrenstücke von $2—2{,}5^m$ Länge aus Gußeisen, selten aus Eisenblech. Die Wandstärke gußeiserner Dampfröhren ist nicht unter 8^{mm}, die der blechernen nicht unter 3^{mm} zu nehmen. Die kleinsten Werthe, welche diese Wanddicken haben können, sind auf S. 146 und 147 angegeben. Die Verbindung der an einander stoßenden Röhrenstücke erfolgt durch Flantschen, deren Dicke $^5/_4$ der Wanddicke gußeiserner Röhren beträgt.

Zur **Verdichtung der Flantschenverbindung** wird zwischen die Flantschen eine mit Leinöl bestrichene Kartonscheibe, oder eine Kautschukscheibe, oder eine Zwischenlage von Kitt gebracht. Um derselben Halt zu geben, richtet man die Endflächen der Flantschen normal zur Rohraxe ab und dreht in dieselben innerhalb der Schraubenlöcher einige Furchen ein. Der Kitt selbst ist entweder **Eisenkitt** oder **Oelkitt**; beide kommen in den verschiedensten Mischungsverhältnissen vor.

Heusinger[1] empfiehlt folgende Zusammensetzung: 100 Theile rostfreie Eisenfeilspäne, oder in Ermangelung derselben Bohr- oder Drehspäne von Gußeisen, werden möglichst fein zerstoßen, durchgesiebt, mit einem Theil gröblich pulverisirtem Salmiak gut gemengt und mit Urin angefeuchtet. In diesem Zustand wird die Mischung zwischen die Fugen gebracht und mit Hammer und Meisel so fest als möglich eingestemmt. Dabei wird der Kitt wieder feucht, sogar ganz weich. Zuletzt verstreicht man die Fugen ganz platt und läßt die Verkittung wenigstens 2 Tage anziehen und trocknen.

Nach Mittheilung der Direktion des hannoverschen Gewerbvereins sind 16 Theile feine Eisenfeilspäne, 2 Theile Salmiak und 1 Theil Schwefelblumen, alles in vollkommen trocknem Zustande, mit einander zu mengen, und das Gemenge in einem gut verschlossenen Gefäß aufzubewahren. Beim Gebrauche vermengt man 1 Theil desselben mit

[1] Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnw. 1849. S. 128.

20 Theilen feinen Eisenfeilspänen und befeuchtet das Ganze mit einer Mischung von $^7/_8$ Wasser und $^1/_8$ Essig, worauf man dieses breiartige Gemisch in die Fugen einstreicht.

Nach einer englischen Vorschrift setzt man den Kitt aus 2 Theilen Kautschuk, 1 Theil Guttapercha, 1 Theil Salmiak, 1 Theil Schwefel und 10 Theilen Eisenfeil- oder Bohrspänen zusammen. Nachdem die Bestandtheile gut unter einander gemengt worden sind, wird der Kitt in dünne Tafeln ausgewalzt, und aus diesen werden dann Ringe von der erforderlichen Größe ausgeschnitten, nachdem die Tafeln einer mehrstündigen Einwirkung von warmem Wasser ausgesetzt worden sind. Um das Eindringen des Wassers in die Masse zu befördern, kann man der Mischung ein faseriges Material, wie Baumwolle oder Asbest, zusetzen.

Die Wirkung des Eisenkitts besteht darin, daß die Eisentheilchen durch Vermittelung des Salmiaks sehr bald zu rosten anfangen und nach wenigen Tagen eine steinharte Masse bilden, welche sich an die Eisenflächen ungemein fest ansetzt. Dabei ist es aber durchaus nöthig, daß die zu dichtenden Flächen ganz rein metallisch, also völlig rostfrei sind. Die geringste Spur von Fett verhindert das Angreifen. Als Zeichen einer guten Verkittung erscheinen nach einigen Tagen auf der äußeren, zuerst hart gewordenen Rinde hie und da schwärzliche Tropfen.

Der Oelkitt wirkt, indem die mit einem trocknenden Oel (Leinöl) angemachte Masse sich fest an die zu verbindenden Flächen legt, durch Zusammenschrauben dicht zusammengepreßt wird und so eine dichte, nicht bröcklige Kruste bildet. Er wird gewöhnlich aus Mennige mit oder ohne Zusatz von Bleiweiß unter vorsichtigem Zugießen von gekochtem Leinöl (Leinölfirniß) und fortwährendem Klopfen, Reiben und Durcharbeiten mit einem Hammer bereitet.

Eine billigere Zusammensetzung empfiehlt Scholl nach dem Vorgange Grouvelle's, nämlich 1 Theil Mennige, $2^1/_2$ Theile Bleiweiß, 2 Theile Pfeifenthon. Mennige und Bleiweiß werden für sich fein gerieben, ebenso der Thon, der sehr gut getrocknet sein muß. Dann mischt man die Materialien und gießt gekochtes Leinöl hinzu.

Ein vorzüglicher, namentlich sehr schnell erhärtender Oelkitt wird aus Scott's englischem Patentcement (welcher aus 2 Theilen feingemahlener Bleiglätte, 1 Theil Sand und 1 Theil Kalkpulver besteht) und gekochtem Leinöl bereitet. Der Sand muß sehr fein geschlämmter Flußsand sein; das Kalkpulver ist an der Luft zerfallener Staubkalk oder solches, das man durch Besprengen von Stückkalk mit wenig Wasser erhalten hat.

Große Verbreitung hat, namentlich auch seiner Wohlfeilheit wegen,

der Kitt von Serbat gefunden. Derselbe besteht aus 72 Theilen calcinirtem, schwefelsaurem Bleioxyd, 24 Theilen pulverisirtem Braunstein und 13 Theilen Leinöl. Man bringt diese Substanzen in einen Blechcylinder, der so aufgehängt wird, daß er sich um seine Axe drehen läßt; das Durchkneten der Masse erfolgt durch mehrere elliptische, eiserne Kugeln von 5 Pfund Gewicht, während der Cylinder sich dreht, und ist in $1\frac{1}{2}$—2 Stunden vollendet. Nach dieser Zeit öffnet man den Cylinder, schüttet noch 17 Pfund Braunsteinpulver zu, dreht ihn $\frac{3}{4}$ Stunden, bringt noch einmal 17 Pfund Braunstein hinzu und setzt die Bewegung noch $1\frac{1}{2}$ Stunden fort. Die auf diese Weise gewonnene bröckelige Masse kommt nun unter die Stampfen eines Pochwerks und wird hier 2 Stunden lang durchgearbeitet, worauf man sie, nachdem sie weich geworden, in weite, mit geölten wollenen Decken bedeckte Tröge einschlägt, in denen sie 14 Tage sich selbst überlassen bleibt. Dann bringt man die Masse noch einmal in den Cylinder, um noch 14 Pfund Braunstein darunter zu kneten, worauf sie abermals gestampft und mehrere Wochen der Ruhe überlassen wird. Schließlich wird sie noch einmal gestampft, durch Walzen gepreßt und in Fässer geschlagen. Dieser Kitt hält sich überaus lange weich, er erhärtet aber sehr schnell, wenn er einer erhöhten Temperatur ausgesetzt wird. Bei der Anwendung braucht man ihn nur zwischen den Fingern zu kneten, um ihm, ohne allen Zusatz von Oel, die zur Verwendung erforderliche Weichheit zu ertheilen.

Ein ähnlicher Kitt besteht aus 100 Theilen Braunstein, 12 Theilen Graphit, 5 Theilen Bleiweiß, 3 Theilen Mennige und 3 Theilen Thon. Diese Stoffe werden pulverisirt, durchgesiebt und mit einander vermischt. Auf 7 Theile der Mischung fügt man sodann 1 Theil gekochtes Leinöl hinzu, mit welchem man sie zu einem Teig vermengt. Man erwärmt diesen Teig in einer eisenblechernen Pfanne und schlägt ihn heftig, so daß er weich wird, und wiederholt das abwechselnde Erhitzen und Schlagen noch zweimal, worauf der Kitt zur Anwendung bereit ist.

Die Oelkitte werden mit etwas Leinöl auf feines Messingdrahtgewebe oder auf Scheiben aus Zwillich oder aus Tafelblei, die nach der Form der zu dichtenden Flantschen ausgeschnitten sind, aufgestrichen. Die Drahtgewebe verdienen den Vorzug, weil sie der Hitze am besten widerstehen; auch haftet der Kitt in den Maschen sehr gut, und endlich können dieselben mehrmals benutzt werden, da man sie nur auszuglühen braucht, um sie von dem daran haftenden, alten Kitt zu befreien. Können die zu verbindenden Flächen nicht genau abgerichtet werden, wie bei dem mit dem Kessel verbundenen Röhrenstück, so

werden am besten 2—4 Millim. dicke Ringe aus Eisenblech oder Tafelblei mit Hanf umwickelt, von beiden Seiten mit Leinöl benetzt und mit Kitt bestrichen, oder es werden solche Ringe aus Sförmig gezogenen Bleistangen gebogen, mit den Enden zusammengelöthet und die Hohlkehlen unter- und oberhalb mit Kitt bestrichen.

Bisweilen verbindet man auch die Flantschen ohne Kitt, indem man beide Röhrenenden etwas konisch erweitert ausbohrt, zwischen beide einen Metallring, der äußerlich doppelt konisch gedreht ist, einlegt und die Röhrenenden auf die Kegel fest aufzieht; oder indem man elastische Körper, namentlich vulkanisirten Kautschuk zwischen die Flantschen einlegt; oder indem man zwischen die abgedrehten Endflächen der Flantschen einige Windungen von starkem Kupferdraht legt und dann wie gewöhnlich verschraubt. Die letzte Methode ist von Laforest und Boudeville in der Weise vervollkommnet worden, daß dieselben in die beiden Endflächen der Flantschen mehrere kreisförmige Falze von drei- oder viereckigem Querschnitt eindrehen und in diese Falze Ringe von Kupfer oder einem anderen, weicheren Metalle so einpressen, daß die letzteren die Gestalt der ersteren annehmen.

Zum Schutz gegen die Abkühlung umgibt man die Röhren mit einem schlechten Wärmeleiter. Hierzu bedient man sich sehr häufig des Strohes, das mit Lehm überstrichen und mit grober Packleinwand umnäht wird. Nach Versuchen, die in Mühlhausen angestellt worden sind, [1] besteht das beste Mittel in Strohschichten, über welche dicht neben einander Strohzöpfe gewunden werden. Für sehr hohe Temperaturen, wie bei der Anwendung von überhitztem Dampfe, werden Thonröhren empfohlen, welche mit Belassung einer ringförmigen Luftschicht um das Dampfrohr herumgelegt werden; über der Thonröhre befindet sich eine Schicht Lehm, der mit gehacktem Stroh gemischt ist, und darüber endlich eine Umwickelung von Strohgeflecht. Andere Schutzmittel sind: Baumwollenabfälle, die in Leinwand eingebunden sind, oder Lehm, Gyps, der mit Kälberhaaren, Kohlenstücken rc. gemischt ist, oder Filz. Um den Filz gegen Vermoderung zu schützen, tränkt man ihn mit Kautschuk, oder man taucht ihn in eine verdünnte Lösung von Zinkvitriol, läßt ihn vollständig austrocknen und bestreicht ihn mit einer Lösung von Wasserglas. Auch ausgelaugte und feingesiebte Fichtenholzasche soll sich gut bewährt haben. Dieselbe wird in Blechgehäuse eingetragen, die wenigstens 60 Millim. ringsum von dem Dampfrohr abstehen und am besten vierkantig angefertigt werden. Das obere Blech bildet zugleich den Deckel, der sich in einem Charnier bewegt.

[1] Bull. de la soc. ind. de Mulhouse. Nr. 149.

Damit bei Temperaturänderungen gerade Röhren sich ungehindert ausdehnen und zusammenziehen können, müssen an langen Rohrleitungen **Kompensatoren** angebracht sein. In der Regel werden dieselben, wie Fig. 161 zeigt, nach Art von Stopfbüchsen konstruirt, die mit Hanf abgedichtet sind. Das eingeschobene Rohrstück muß aus Messing oder Kupfer bestehen, damit es in dem weiteren Ende des benachbarten Rohrstücks sich leicht verschieben und nicht festrosten kann. Auch kann man die Kompensation durch Einsetzen eines hufeisenförmig gebogenen Kupferrohrs in die Rohrleitung bewirken. In Westphalen schaltet man häufig Eisenblechrohre von 2,5—3 m Länge, die den doppelten Durchmesser des Dampfrohrs haben und an den Flantschen befestigt werden, in die Leitung ein. Place und Evans verbinden nach Fig. 162 zwei große schmiedeiserne Scheiben B mit den Flantschen der Rohrstücke und dichten dieselben an ihrem Umfange durch Ringe von vulkanisirtem Kautschuk mit einem zwischengelegten Metallring C ab. Die Verbindung der Scheiben mit einander geschieht durch Schrauben oder Nieten.

Fig. 161.

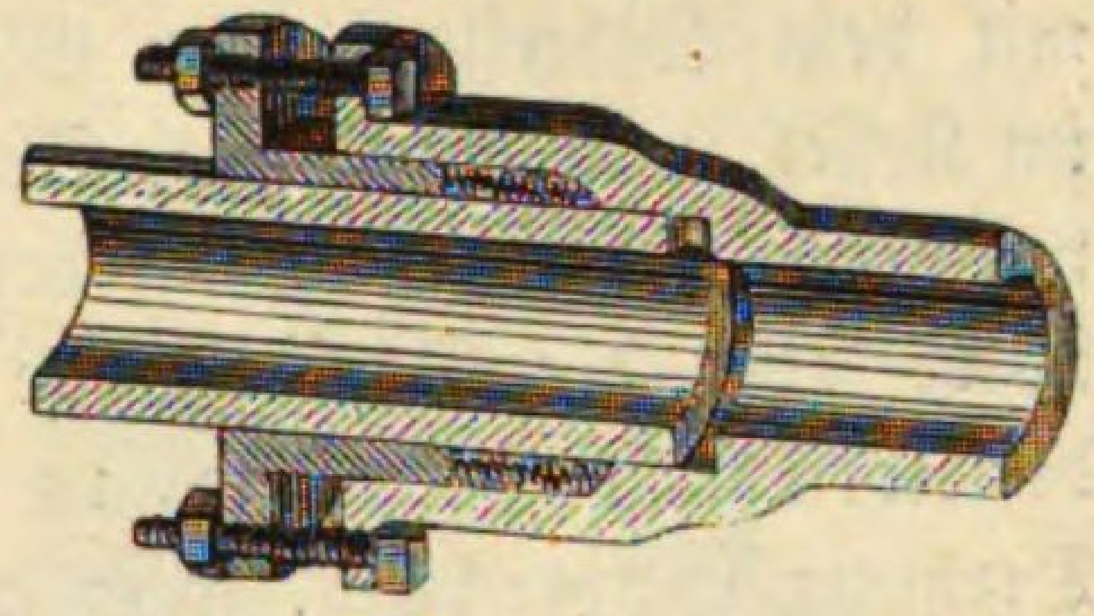
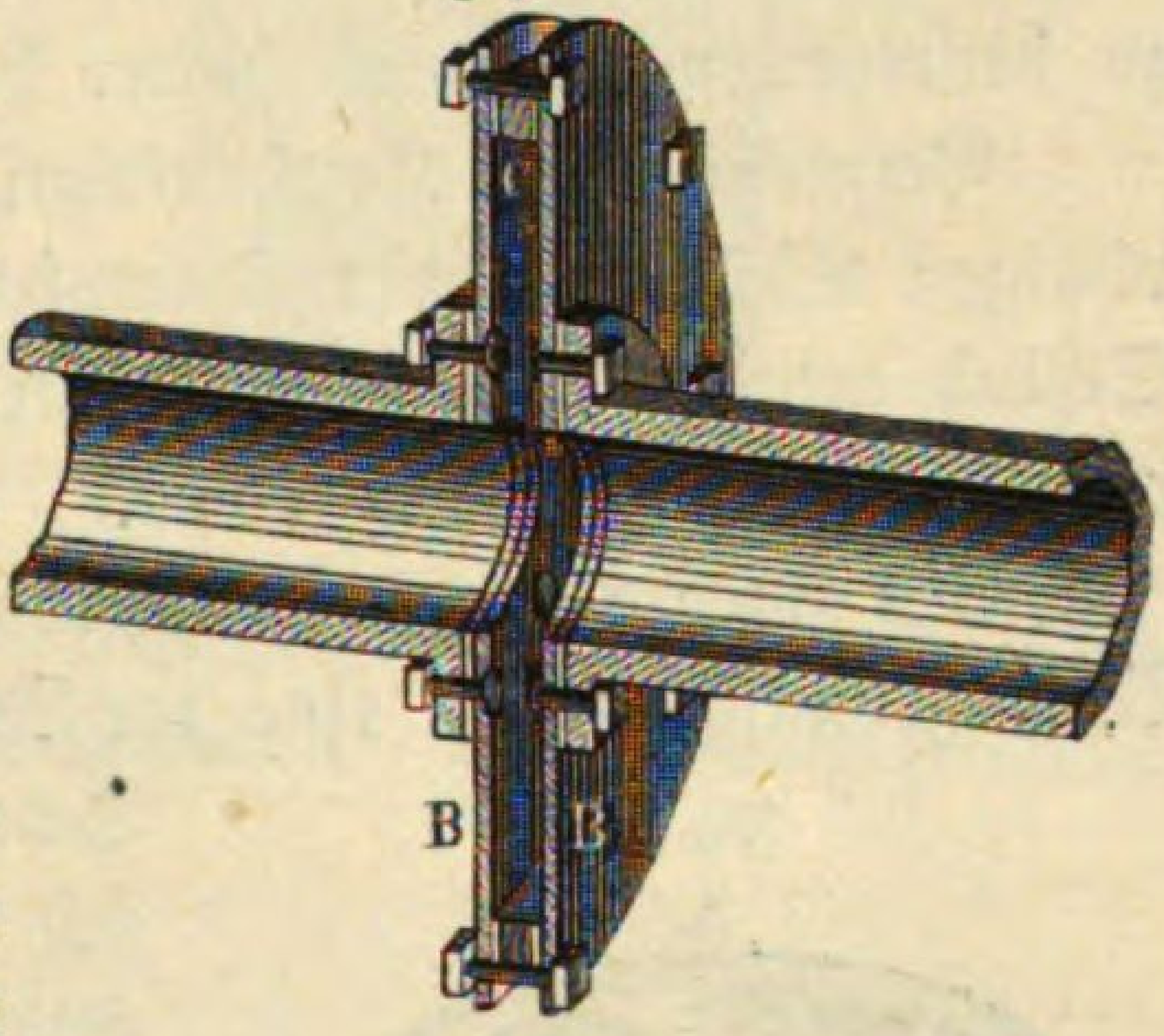
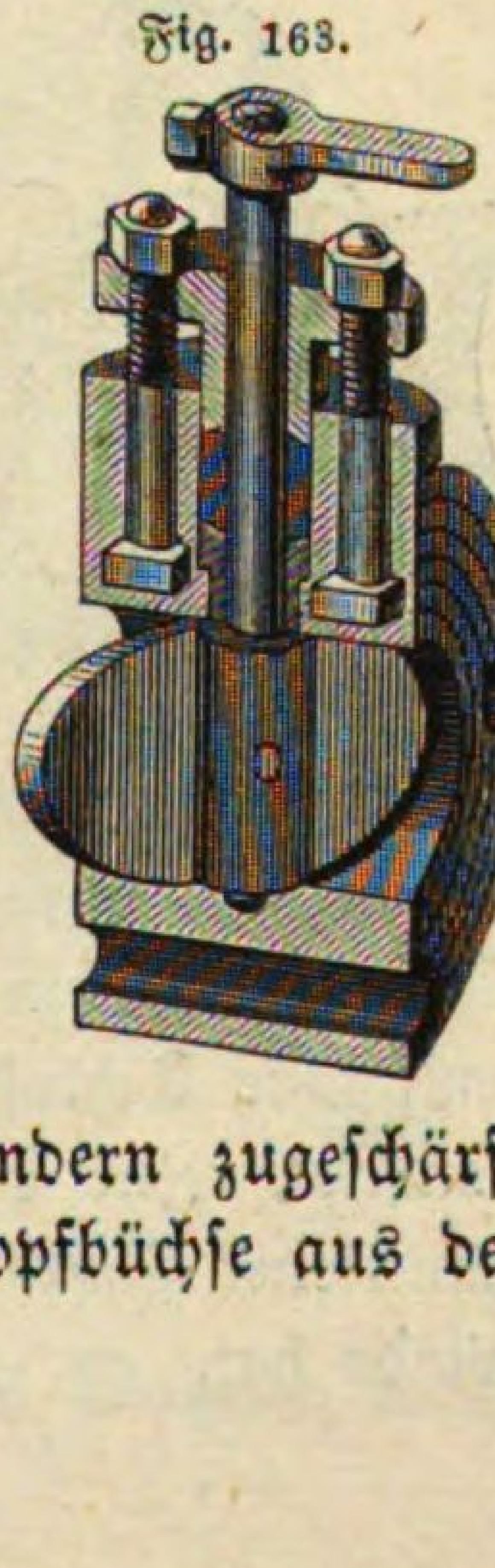


Fig. 162.



Man regulirt die Leistung der Dampfmaschinen, indem man dem Cylinder eine größere oder kleinere Füllung gibt oder indem man die Füllung unverändert läßt, dagegen den Dampfdruck steigen oder fallen läßt. Bei dieser letztern Regulirungsart wird unmittelbar vor dem Eintritte des Dampfrohrs in die Steuerkammer eine Klappe in die Leitung eingesetzt, die sogenannte **Drosselklappe**, durch welche die Oeffnung für den Dampfdurchgang weiter oder enger gemacht werden kann. Dieselbe wird entweder von Hand durch den Maschinenwärter, oder vermittelst eines mit der Maschine verbundenen Regulators nach Bedarf gestellt. Wie Fig. 163 zeigt, liegt sie in einem besonderen Rohrstück, das zwischen den Flantschen der benachbarten Rohrstücke festgeschraubt wird. Sie ist elliptisch und an den Rändern zugeschärft; die Spindel, an welcher sie sitzt, tritt durch eine Stopfbüchse aus dem Rohrstück hervor.

Fig. 163.

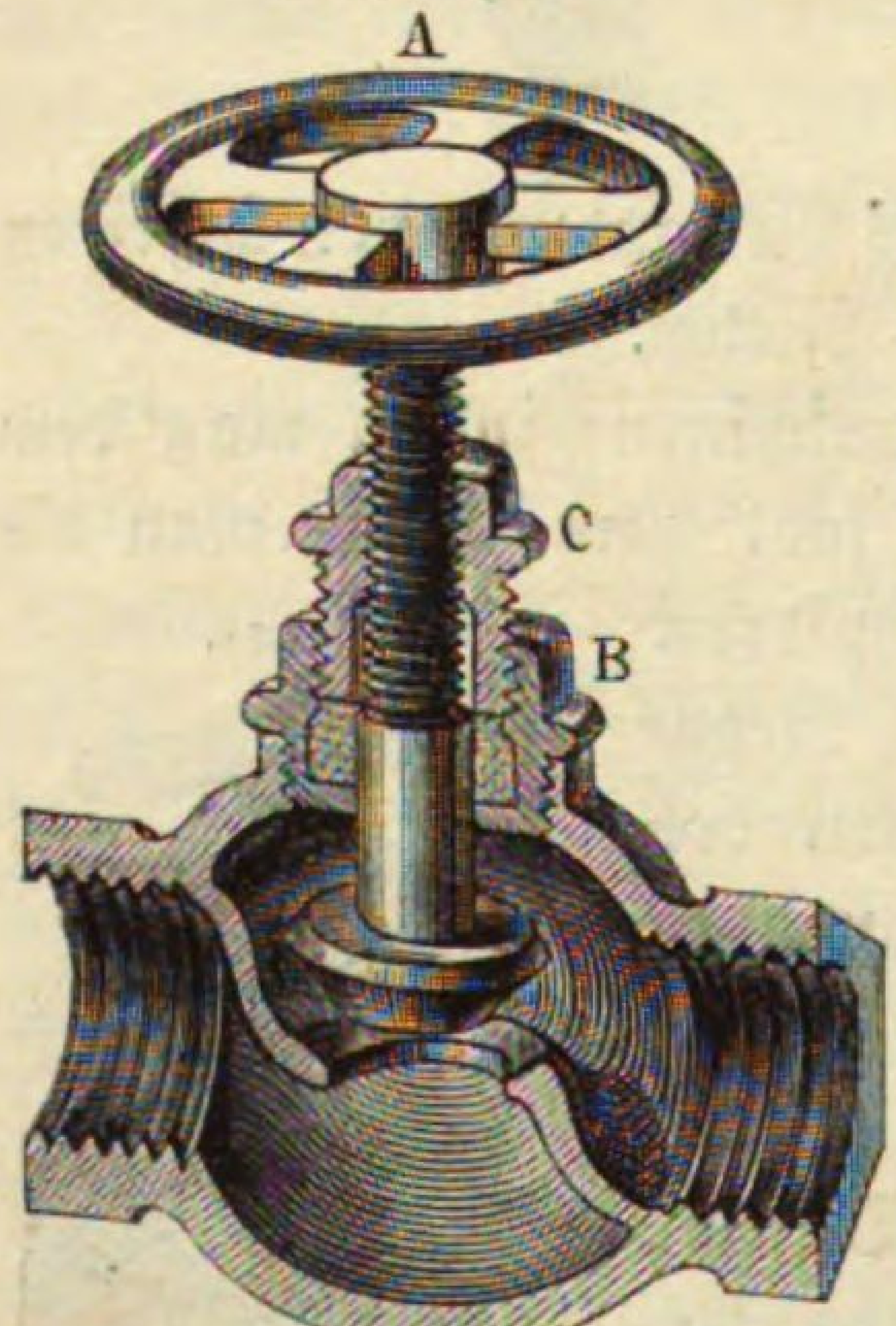


In völlig geöffnetem Zustande läßt die Drosselklappe fast ungehindert den Dampf aus dem Kessel nach der Maschine überströmen. Die Spannung im Cylinder ist — vorausgesetzt, daß die Dampfkraft mit dem Widerstande im Gleichgewicht steht — nahezu dieselbe, wie im Kessel, und die einzige Spannungsdifferenz besteht in dem Antheile, welcher auf die Erzeugung der Dampfbewegung verwendet werden muß. Wird aber die Drosselklappe etwas zugedreht, so tritt sofort hinter derselben eine Abnahme an Dampfdruck ein, und, dem Maße der Drehung entsprechend, wird die Spannung im Cylinder kleiner als im Kessel. Es wird also durch die Drosselklappe ein Mittel geboten, die Spannung des auf den Kolben wirkenden Dampfes dem Widerstande anzupassen. Wie dieses Mittel vom ökonomischen Gesichtspunkte aus zu beurtheilen ist, wird später besprochen werden.

Vermöge ihrer Konstruktion eignet sich die Drosselklappe nicht zur völligen Abstellung des Dampfzuflusses, weil sie keinen dampfdichten Schluß gewährt. Hierzu bedient man sich in der Regel der **Absperrventile** oder der **Schieber**.

Ein zweckmäßiges Absperrventil zeigt Fig. 164. Das kugelförmige Ventilgehäuse enthält eine der Länge des Rohrs nach schräg abfallende Scheidewand, in deren Mitte der Ventilsitz sich befindet. Das Ventil ist an seine Stange angegossen, die durch eine Stopfbüchse in der Gehäusöffnung austritt und vermittelst des Handrädchens A in Bewegung gesetzt wird. Die Einrichtung der Stopfbüchse ist folgende: In die mit einem Schraubengewinde versehene Ventilgehäusöffnung wird die Büchse B, die äußerlich einen sechsseitigen Kopf hat, eingeschraubt; unten ist an diese Büchse ein Kranz angegossen, welcher mit sanfter Reibung die Ventilstange umschließt, und oben ist ein Gewinde in dieselbe eingeschnitten, welches zur Aufnahme der Schraube C dient. Nachdem man nun über den Boden der Büchse B eine Lage Kautschuk gebracht hat, schraubt man die Schraube C scharf in das Gewinde der Büchse ein, wodurch eine dampfdichte Verbindung hergestellt wird. Der dampfdichte Schluß in der Ventilgehäusöffnung selbst wird durch Kitt vermittelt. Zur Bewegung des Ventils dient ein in seine Stange eingeschnittenes Schraubengewinde, welches in der Schraube C sein Muttergewinde hat.

Fig. 164.



Das Ventil in Fig. 165 wird gehoben, ohne sich zugleich mit der Stange zu drehen. Zu diesem Zwecke ist die in einen nabenförmigen Ansatz des Ventils eingeschobene Stange um ihren Umfang herum mit einer Nuth versehen, in welche zwei in den Ventilansatz eingebohrte Stifte hineinreichen, ohne mit der Stange selbst in fester Verbindung zu stehen. Das Ventil selbst ist ein sogenanntes Laternenventil (S. 231).

Fig. 165.

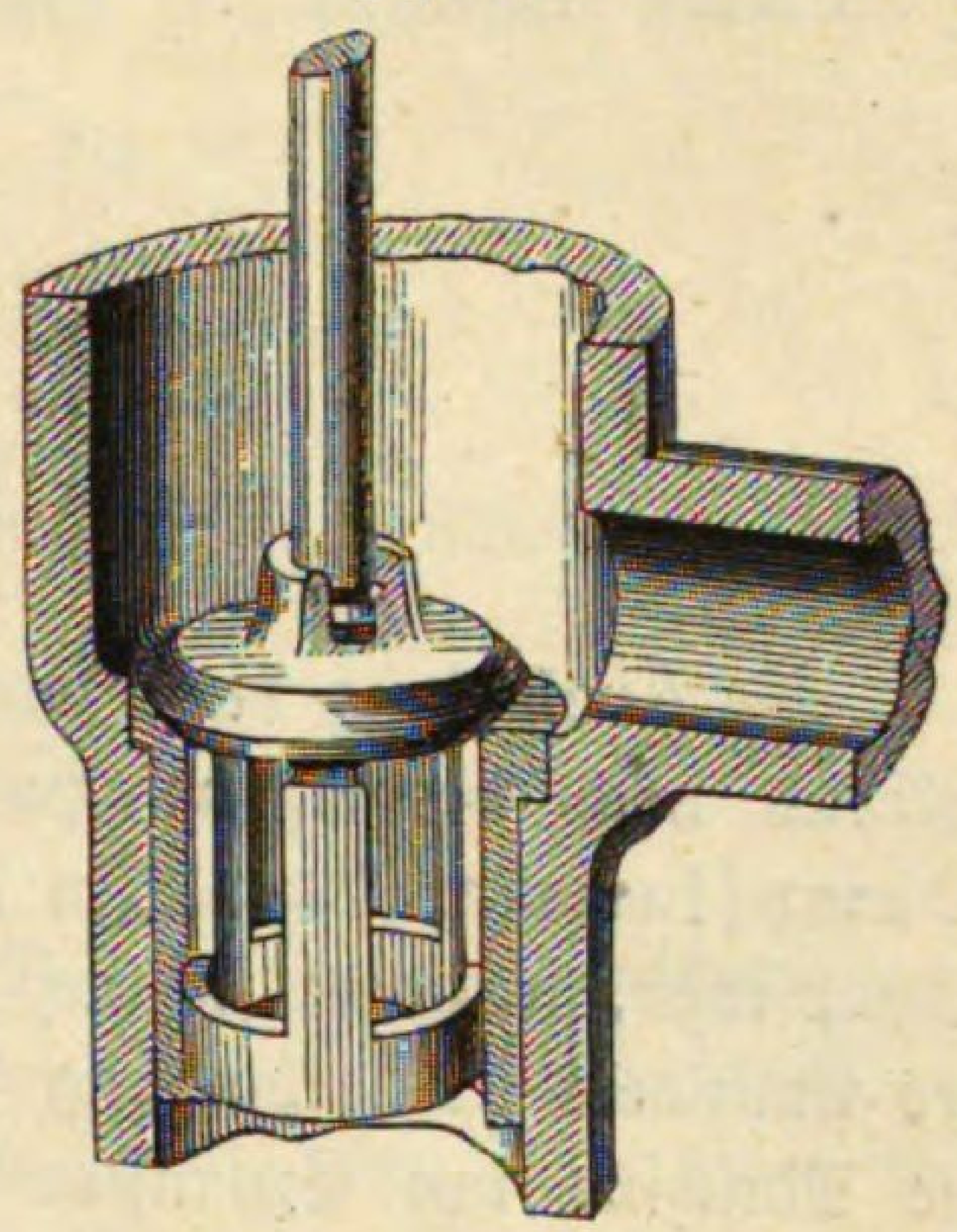
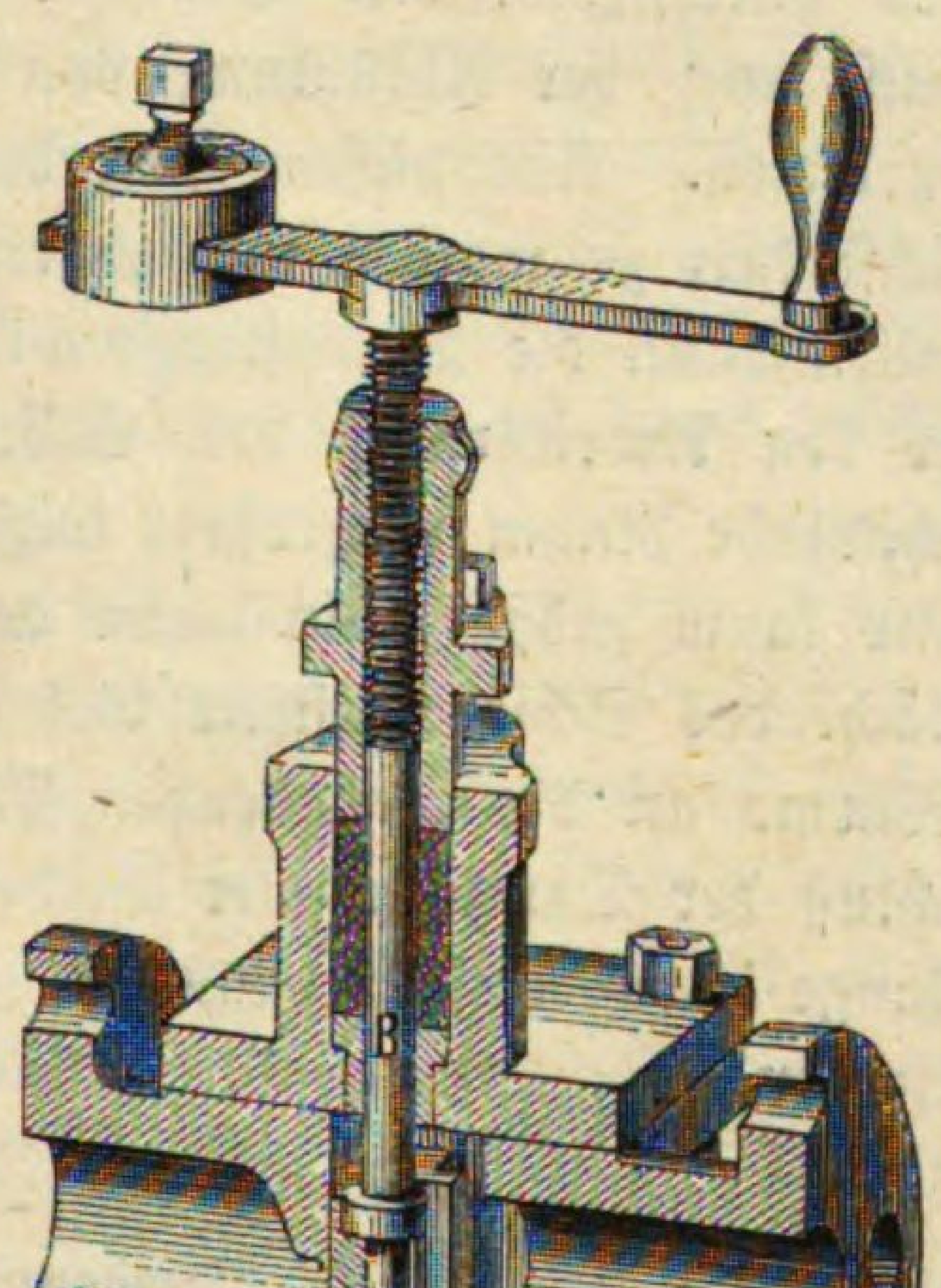


Fig. 166 zeigt einen Absperrschieber. Der kreisrunde Querschnitt des Rohrs geht allmählig in einen rektangulären von gleichem Inhalt über, und hinter diesem liegt der Messingschieber A, welcher in Führungen vertikal auf und nieder bewegt werden kann. Der Schieber umfaßt mit einer an seiner Rückwand angegossenen Gabel den Hals einer Stange B, welche vermittelst Schrauben- und Muttergewinde gehoben und gesenkt werden kann und diese Bewegung dem Schieber mittheilt. Dem Dampfdruck, welcher den Schieber von seiner Bahn zu entfernen sucht, wirken Federn entgegen, welche innerhalb der Führungen hinter der Rückwand des Schiebers eingelegt sind.

Fig. 166.



Die Anwendung von Hahnen zum Absperren der Dampfleitungen ist weniger zu empfehlen, weil sie sich leicht abnutzen, nicht dicht schließen und besonders bei hochgespannten Dämpfen schwer zu schließen und zu öffnen sind.

In der Zuleitung bildet sich durch Abkühlung etwas Wasser, besonders während Pausen. Dieses Wasser soll sich nicht stauen können, um plötzlich in die Maschine hinübergetrieben zu werden. Zweckmäßig ist es, wenn so viel als möglich davon in den Kessel zurückfließen kann.

Die Leitung aus dem Cylinder bringt ebenfalls Wasser. Auch

dieses soll abfließen können durch seine eigene Schwere, ohne daß es vom Dampfe fortgestoßen werden muß. Denn sonst nimmt der Gegendruck im Cylinder unnöthiger Weise um ein Merkliches zu.

IV.

Steuerung.

Die Vertheilung des Dampfes, durch welche die Umkehr des Dampfkolbens nach beendigtem Hube hervorgebracht wird, findet in der Dampfkammer statt. In dieselbe mündet auf der einen Seite das Dampfrohr, während sie auf der anderen Seite mit den Dampfwegen des Cylinders in Verbindung steht. Als Vertheilungsmittel und, wenn die Maschine mit Expansion arbeitet, als Absperrungsmittel wirken Schieber oder Ventile.

Die Dampfkammer (Fig. 129, S. 257), bei Schiebersteuerung meistens Schieberkammer oder Schieberkasten genannt, soll nicht nur einen möglichst kleinen Rauminhalt haben, damit die Widerstände des durchströmenden Dampfes möglichst klein ausfallen, sondern sie muß auch der Abkühlung von außen eine möglichst kleine Oberfläche darbieten. Aus diesem Grunde ist es zweckmäßig, die Schieber möglichst kurz zu machen und ihnen einen kleinen Hub zu geben. Freilich fallen dann die Dampfwege a b, c d, welche aus der Schieberkammer in den Arbeitsraum des Cylinders führen, lang aus, wodurch der schädliche Raum vergrößert wird; allein dieser Nachtheil ist nicht groß und kaum größer, als wenn dem Dampfe durch eine ausgedehnte Oberfläche des Schieberkastens Gelegenheit geboten wird, einen Theil seiner Wärme an die umgebenden Wände abzugeben. Der dampfdichte Abschluß der Dampfkammer an der Stelle, wo die Schieber- oder Ventilstange durch dieselbe austritt, erfolgt durch Vermittelung von Stopfbüchsen.

1.

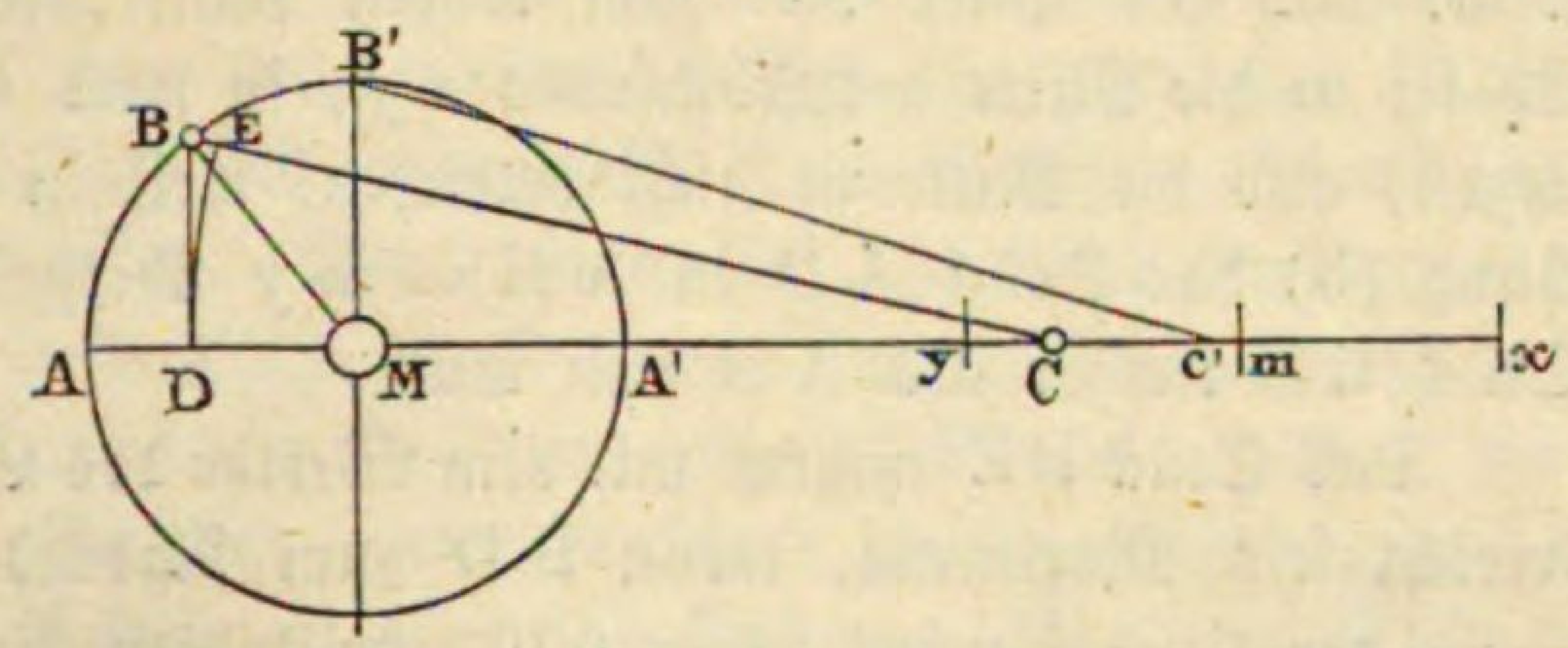
Bewegung durch Excenter.

Die Schieber mit geradlinig hin- und hergehender Bewegung erhalten ihre Bewegung meistens durch excentrische Scheiben. Es sei, Fig. 167, S. 283, M die Axe, auf welcher die kreisförmige Scheibe befestigt ist und B der Mittelpunkt der Scheibe, also B M die Excentricität, so kann diese als Kurbel und B als Kurbelzapfen angesehen werden.

Dieser beschreibt einen Kreis ABA¹, dessen Durchmesser gleich ist dem ganzen Schieberweg.

Es sei BC die Schubstange; ihr Ende C bewege sich in der Geraden MC hin und her und zwar zwischen den äußersten Punkten y und x, so daß C nach y kommt, wenn der Kurbelzapfen B im todten Punkt A, und nach x, wenn der Kurbelzapfen im todten Punkt A¹ sich befindet. Die Bewegung, welche der Schieber macht, stimmt überein mit der Bewegung des Punktes C.

Fig. 167.



Man fälle das Loth BD auf AA¹, so wird der Fußpunkt D des Lothes seine Lage mit der Lage der Kurbel ändern, d. h. es durchlauft D den Durchmesser AA¹, wenn der Kurbelzapfen den über oder unter AA¹ liegenden Halbkreis durchlauft und zwar in der Weise, daß der Punkt D immer horizontale Projektion des Kurbelzapfens auf AA¹ bleibt.

Denkt man sich die Schubstange unendlich lang, so kann angenommen werden, es sei BC parallel zu Mx; in diesem Falle stimmt die Bewegung des Punktes C überein mit derjenigen der Projektion D.

Für gleiche Winkel, welche die Kurbel mit der Vertikalen B¹M bildet, hat die Projektion D gleiche Abweichungen von der Mitte M, d. h. symmetrischen Stellungen der Kurbel entsprechen auch symmetrische Stellungen der Projektion.

Die Schieberstangen sind nun aber nicht unendlich lang. Daher wird die Bewegung des Endpunktes C der Stange nicht mit derjenigen der Projektion übereinstimmen. Die Abweichungen können wie folgt nachgewiesen werden. Es ist $Cy = AC - Ay$. Hierin ersetze man AC durch $AD + DC$ und Ay durch BC, so erhält man $Cy = AD + DC - BC$. Dafür kann man schreiben

$$(a) \qquad Cy = AD - (BC - DC).$$

Die Seite BC ist Hypotenuse des rechtwinkligen Dreiecks BCD, daher die größte Seite dieses Dreiecks. Man schneide auf ihr ein Stück $CE = CD$ ab, so ist $BC - DC = BE$; daher nach (a)

$$(b) \qquad Cy = AD - BE.$$

In dieser Gleichung ist AD der Weg, den der Schieber macht mit unendlich langer Stange, sobald der Kurbelzapfen den Bogen AB

durchlauft und Cy der Weg, den der Schieber durchlauft mit einer Stange von der bestimmten Länge BC. Mithin ist Cy kleiner als AD, d. h. die Wege des Schiebers in der Richtung von y nach x sind immer kleiner als die der Projektion D, ebenso werden die erstern in umgekehrter Richtung größer sein als die letztern. Gelangt die Kurbel z. B. nach B^1, unter 90° zum todten Punkt, so komme C nach C^1. Es sei m die Mitte des Abstandes xy, so wird C^1 zwischen y und m liegen, also die Mitte m nicht erreichen, weil in diesem Falle in Gleichung (b) das Stück AD in AM = my übergeht, C^1y also um ein Stück BE kleiner als AM sein muß.

Das Stück BE nimmt mit dem Werthe des Lothes BD zu. Dieses erreicht sein Maximum, wenn BD zum Radius B^1M wird. Wenn daher der Kurbelzapfen unter 90° zum todten Punkt steht, so ist der Unterschied im Weg der Projektion und des Schiebers am größten.

Für Stellungen der Kurbel, symmetrisch zur Vertikalen B^1M, hat der Schieber daher ungleiche Entfernungen von den Endstellen y und x und zwar sind die rechts liegenden größer als die links liegenden. Der Unterschied wird um so auffallender, je kürzer die Schubstange ist im Verhältniß zur Kurbellänge.

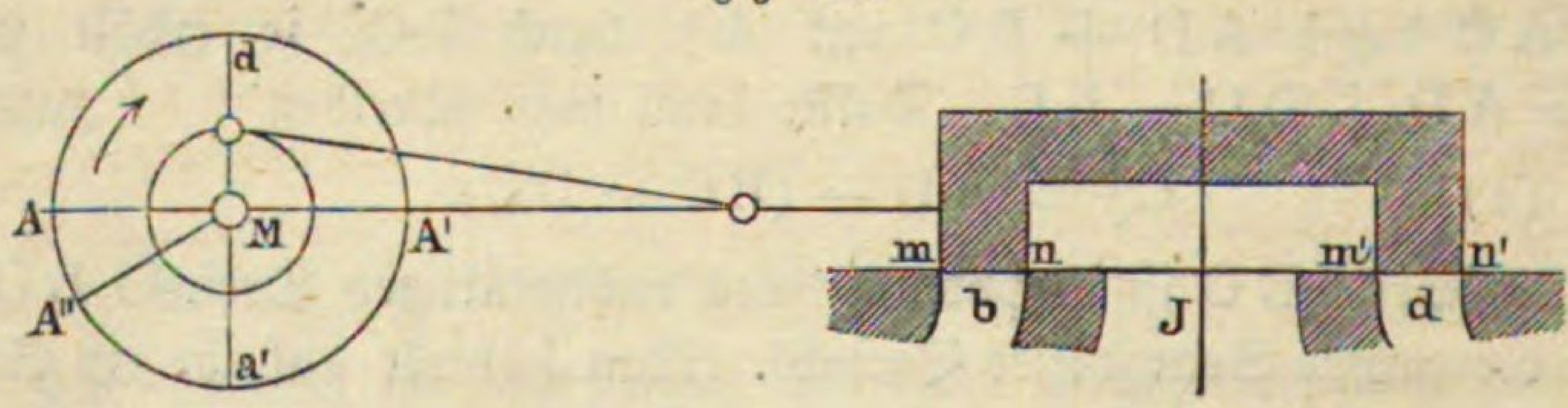
Nun ist aber bei der Schieberbewegung der Weg des Schiebers, also die Excentricität, klein, dagegen die Schubstange lang; daher wird auch die wirkliche Bewegung des Schiebers nur wenig von derjenigen mit unendlich langer Schubstange abweichen.

2.

Vertheilungsschieber.

Schieber ohne Ueberdeckung. Der mit einer Höhlung versehene Schieber, Fig. 129 und 168, bewegt sich über die Dampfwege b und d des Cylinders so, daß er dieselben abwechselnd mit

Fig. 168.



der Schieberkammer und mit der Austrittsöffnung J des Cylinders in Verbindung setzt; und zwar ist immer der Dampfweg b mit der Austrittsöffnung in Kommunikation, wenn der Dampfweg d den Dampf aus der Kammer eintreten läßt, und umgekehrt. Dieß bedingt,

daß die eine Kolbenseite immer von frischem Dampfe getroffen wird und der Dampf auf der entgegengesetzten Kolbenseite in die atmosphärische Luft oder in den Kondensator ausströmen kann. Die Deckflächen m n, m' n' des Schiebers und seinen halben Hub wollen wir vorläufig der Breite der Dampfwege gleich annehmen. Der Schieber erhalte seine Bewegung durch ein Kreisexcenter mit der Excentricität = m n, welches auf der Hauptwelle befestigt ist, und die Hauptwelle werde vom Kolben aus vermittelst Kolbenstange, Schubstange und Kurbel M A getrieben. Denkt man sich nun das Kreisexcenter auf der Hauptwelle so befestigt, daß seine Excentricitätsrichtung mit der Richtung des Kurbelarmes einen rechten Winkel A M a einschließt, so muß der Schieber immer in seiner mittleren Stellung sich befinden, wenn der Kolben in seiner äußersten, also in den todten Punkten A, A^1 steht, und umgekehrt. Dreht sich nun die Welle in der Richtung des Pfeiles um den Quadranten A a, so rücken die Punkte m, m^1 des Schiebers nach n, n^1. Während dieser Bewegung kann der frische Dampf durch die Oeffnung b in den Cylinder treten, allein nur mit vollem Querschnitt, nachdem die Drehung um einen vollen Quadranten stattgefunden hat. Gleichzeitig fließt der verbrauchte Dampf durch die Oeffnung d aus dem Cylinder unter den Schieber nach dem Abzugsrohr J, allein auch nur mit voller Oeffnung, nachdem m^1 nach n^1 gelangt. In dieser Lage befindet sich der Kolben in seiner mittleren Stellung. Während die Kurbel von hier aus um einen weitern Quadranten a A^1 sich dreht, geht der Schieber rückwärts; es verengen sich die Oeffnungen b und d und werden ganz geschlossen im Augenblick, da von der Kurbel der zweite Quadrant durchlaufen ist. Jetzt ist der Schieber wieder in seiner mittleren Stellung, in welcher der Dampf weder ein- noch austreten kann. Diese Lage, welche durch das Beharrungsvermögen der Maschine überwunden werden muß, dauert nur so lange, als der Kolben Zeit zum Umkehren der Bewegung braucht. Sobald er seine Umkehr beginnt, öffnen sich auch die Dampfwege wieder etwas und sind endlich vollständig geöffnet, wenn der Schieber in seine äußerste und der Kolben in seine mittlere Stellung a^1 gelangt ist. Nur steht hier umgekehrt der Dampfweg d mit der Schieberkammer und der Dampfweg b mit der Austrittsöffnung in Verbindung. Während der Kolben seinen Rückgang nach A vollendet, gelangt der Schieber aus der äußersten Stellung wieder in seine mittlere, bei welcher er die Dampfwege verdeckt, und dann kehren beide in die Stellung, welche Fig. 168 darstellt, zurück.

Das Voreilen. Eine Untersuchung über die Wirkung des Dampfes im Cylinder mittelst des Indikators zeigt nun, daß Kurbel

und Excenter nicht unter 90^0 zu einander stehen, sondern einen Winkel bilden sollen, der etwas größer ist als ein rechter.

Beginnt nämlich die Kurbel ihre Bewegung vom todten Punkt A aus, in der Richtung des Pfeiles, so beginnt der Kolben seine Bewegung nach rechts. In diesem Augenblicke ist nun aber noch aller Dampf auf der entgegengesetzten Seite des Kolbens im Cylinder; er beginnt zwar zu entweichen; allein im ersten Augenblick langsam, da der Dampfweg bei d noch schwach geöffnet ist. Daher wird bei Beginn des Kolbenhubes der Gegendruck auf den Kolben groß sein. Er wird kleiner ausfallen, wenn der Schieber bei m^1 zu öffnen beginnt, bevor der Kurbelzapfen in A ankommt, also wenn er sich in einer Lage A^{11} befindet, wobei der Winkel AMA^{11} als klein vorausgesetzt wird. Bewegt sich nun die Kurbel von A^{11} nach A, so hat der Kolben noch einen kleinen Weg nach links zu durchlaufen, z. B. $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{20}$ seines Hubes. Während dessen nimmt zwar der Druck, der den Kolben treibt, durch das vorzeitige Abströmen des Dampfes ab; allein, wie erwähnt, nur auf sehr kleinem Wege, während der Gegendruck beim beginnenden neuen Hub wesentlich kleiner ausfällt. Würde der Winkel AMA^{11} zu groß angenommen, so würde der Verlust durch Druckverminderung auf der Arbeitsseite größer ausfallen als der Gewinn durch Verminderung des Druckes auf der Gegenseite beim neuen Hub.

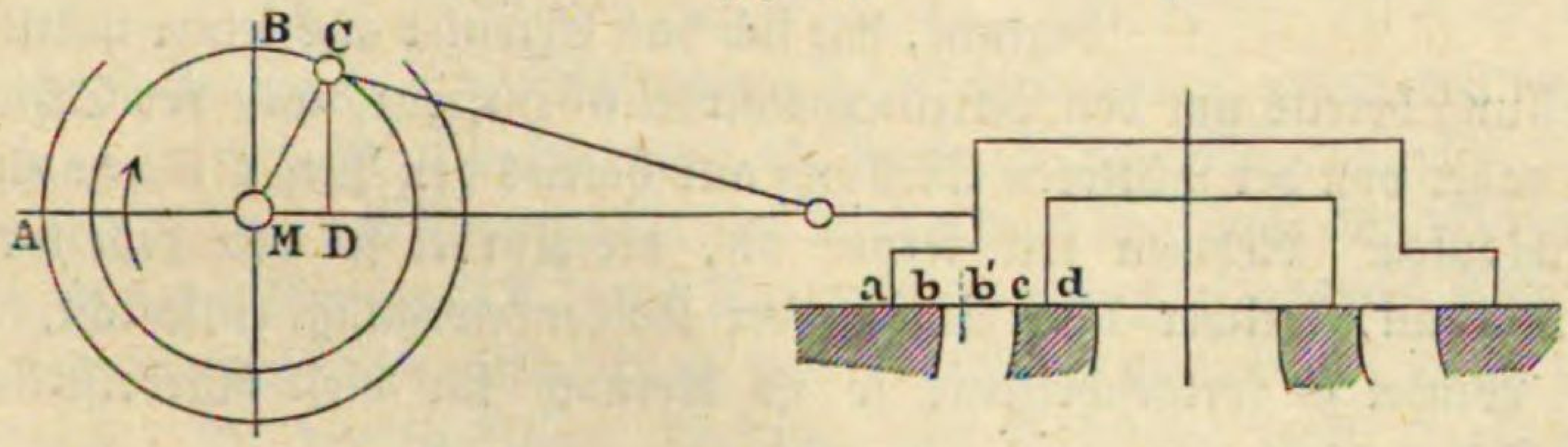
Aehnlich verhält es sich mit dem Dampfeintritt. Oeffnet sich der Dampfweg b nach dem Cylinder erst, nachdem der Kolben im todten Punkt A angekommen ist, so braucht es eine kurze Zeit nur, bis der schädliche Raum (Dampfweg b und Raum zwischen dem Kolben und Cylinderdeckel) angefüllt ist. Dieser Raum sollte also schon angefüllt sein im Augenblick, da der Kolben den neuen Hub beginnt. Ein früher eintretendes Oeffnen müßte einen Verlust an Arbeit herbeiführen.

Um also sogleich am Anfange des Kolbenwegs eine größere Dampfmenge eintreten und zugleich auch den entweichenden Dampf rasch austreten zu lassen, stellt man das Excenter um etwas mehr, als einen rechten Winkel gegen die Kurbel. Dann hat der Schieber beide Dampfwege schon um ein Geringes geöffnet, wenn der Kolben sich am Anfange seines Hubes befindet. Die Größe dieser Oeffnung nennt man das Voreilen und den Winkel AMA^{11}, um welchen das Excenter aus seiner rechtwinkligen Stellung verstellt wird, den Voreilungswinkel.

Die Ueberdeckungen. Der Schieber der Fig. 168 gestattet nur ein gleich großes Voreilen für den Austritt und den Eintritt. Nun aber soll aus den angegebenen Gründen das Voreilen beim Austritt

größer sein als beim Eintritt. Dazu kommt, daß der Schieber durch das Voreilen die Dampfwege in eben dem Maße früher schließt, wie er sie öffnet und zwar bei beiden Oeffnungen ebenfalls gleichzeitig, während das Absperren beim Dampfeintritt frühe eintreten kann, beim Austritt dagegen möglichst spät erfolgen soll. Um in dieser Hinsicht den Dampf möglichst günstig zu verwenden, verändert man den Hub des Schiebers und verlängert die Deckflächen desselben über die Breite der Dampfwege hinaus. Diese Verlängerungen a b, c d, Fig. 169,

Fig. 169.



welche die Schieberflächen bei der mittleren Stellung des Schiebers über die Dampfwege haben, nennt man Deckungen und unterscheidet äußere Deckung a b oder Deckung auf der Dampfseite und innere Deckung c d oder Deckung auf der Ausblaseseite. Die Deckung findet hauptsächlich auf der Dampfseite statt; doch gibt man gewöhnlich auch eine geringe Deckung auf der Ausblaseseite, um bei großem Voreilen ein zu frühes Ausströmen zu verhindern. Damit der Schieber bei beiden Bewegungsrichtungen des Kolbens in gleicher Weise die Dampfeinströmung bewirke, müssen bei der mittleren Stellung des Schiebers die äußeren Deckungen und ebenso auch die inneren, einander gleich sein.

Es sei die Kurbel im todten Punkt A und $b b^1$ die Breite der Oeffnung, welche in dieser Stellung der Schieber frei machen soll, so muß der Schieber von der mittleren Stellung aus bereits um den Weg $a b^1$ vorausgeeilt sein. Der Schieber muß sich im Ganzen um mindestens den Weg a c aus der mittleren Lage nach rechts bewegen. Nehmen wir an, dieser Weg sei z. B. = a d, so wird a d = dem Halbmesser M C des Excenterkreises sein. Denkt man sich die Schubstange unendlich lang, macht $M D = a b^1$, errichtet C D senkrecht auf A M, so liegt für diese Kurbelstellung der Excentermittelpunkt in C und es ist der Winkel B M C der Voreilungswinkel.

3.

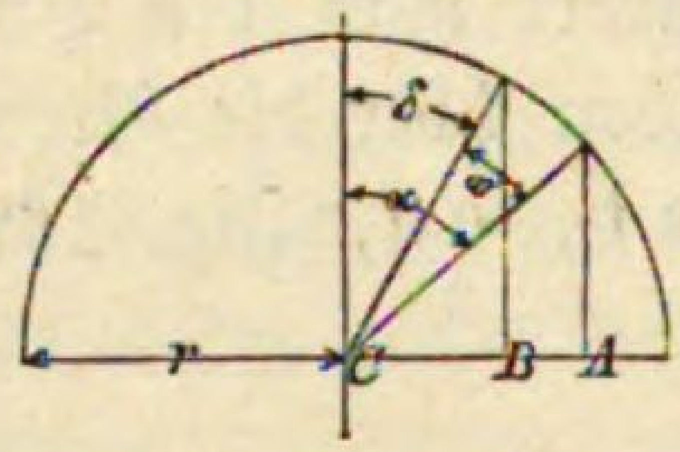
Das Zeuner'sche Schieber-Diagramm.

Die Beziehungen zwischen dem Kolbenwege und der Dampfvertheilung durch den von einem Kreisexcenter getriebenen Schieber lassen

sich nach Zeuner (die Schiebersteuerungen, Freiberg 1858) folgendermaßen auffinden:

Nach Fig. 170 ist für ein Kreisexcenter von der Excentricität r der Weg CA, den der Schieber von seiner mittleren Stellung aus zurücklegt, während das Excenter einen Winkel α durchlauft $= \mathrm{r} \sin \alpha$, vorausgesetzt, daß die Excenterstange so lang ist, daß der Einfluß ihrer Länge auf die Schieberbewegung vernachlässigt werden kann. Wenn der Kolben seine Bewegung beginnt, hat sich das Excenter aus seiner mittleren Stellung bereits um den Voreilungswinkel δ entfernt, und der Schieber hat daher von der mittleren Stellung aus bereits den Weg $\mathrm{CB} = \mathrm{r} \sin \delta$ durchlaufen. Nehmen wir ferner an, die Kurbel sei von dem todten Punkte an, welcher dem Beginn der Kolbenbewegung entspricht, um den Winkel ω fortgeschritten, so ist hiernach für diese Kurbelstellung der Schieberweg

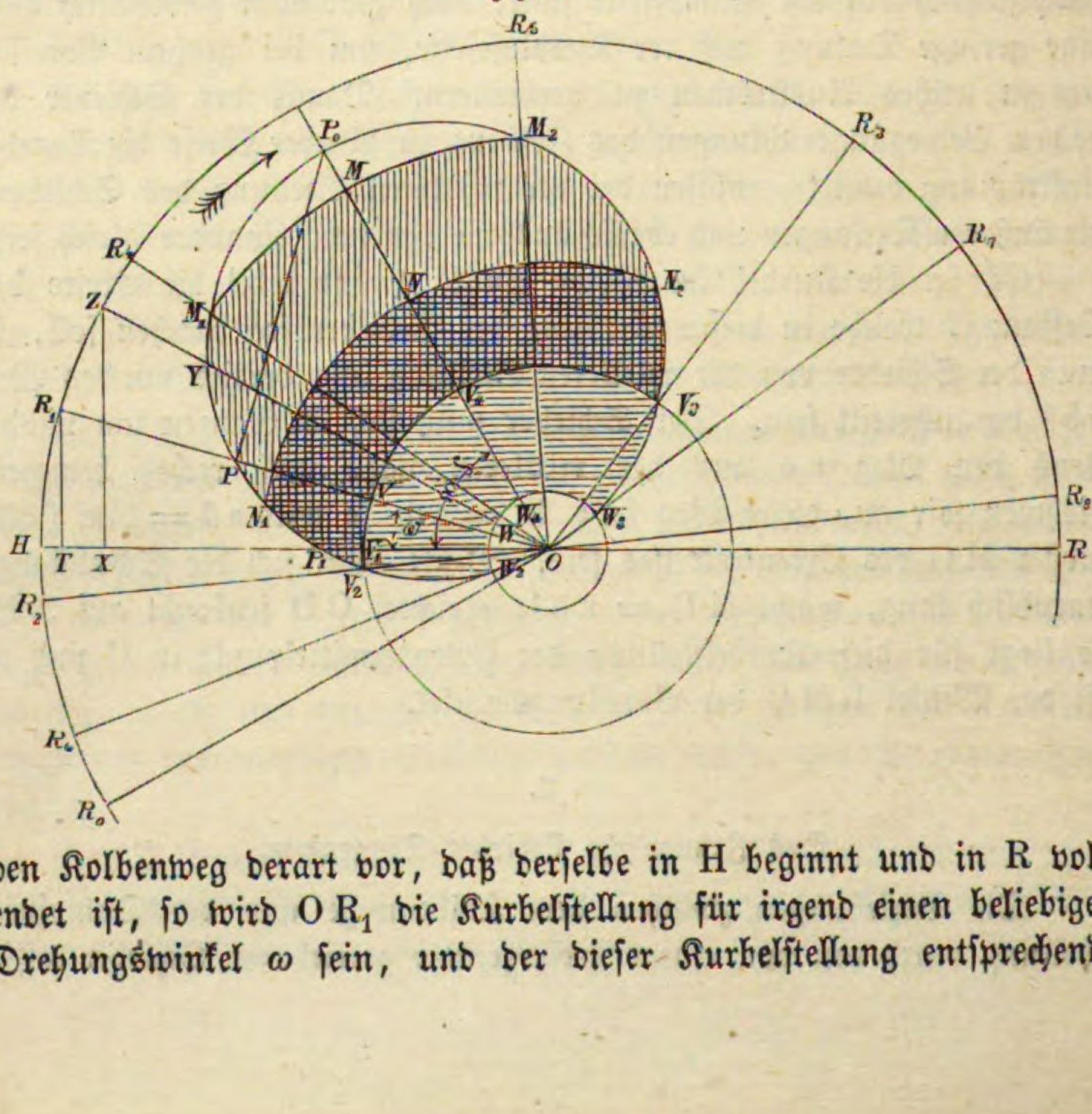
Fig. 170.



$$\xi = \mathrm{r} \sin (\delta + \omega).$$

Verfolgen wir jetzt in Fig. 171 den Weg der Kurbel in der Richtung des Pfeils von OH bis OR und stellen uns unter HOR zugleich

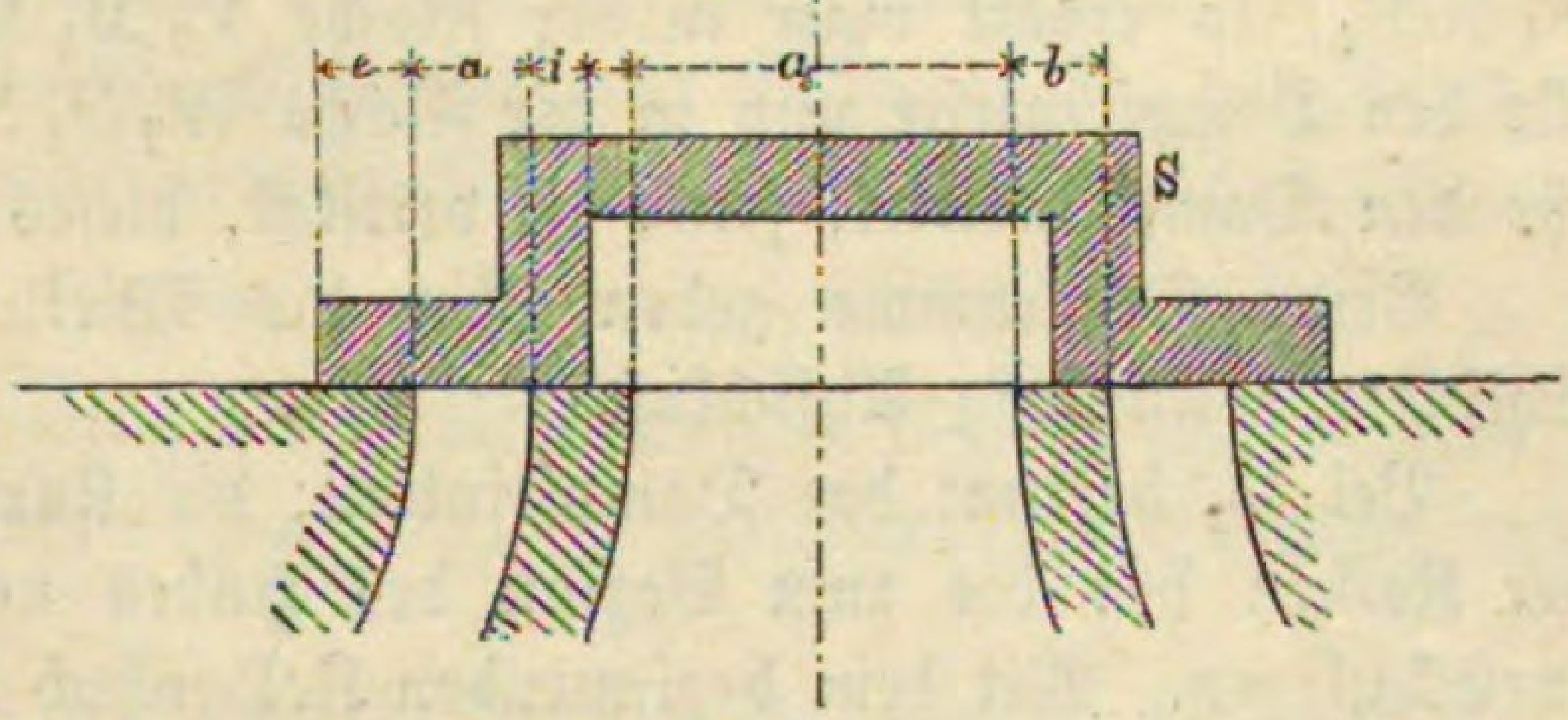
Fig. 171.



den Kolbenweg derart vor, daß derselbe in H beginnt und in R vollendet ist, so wird $\mathrm{O\,R_1}$ die Kurbelstellung für irgend einen beliebigen Drehungswinkel ω sein, und der dieser Kurbelstellung entsprechende

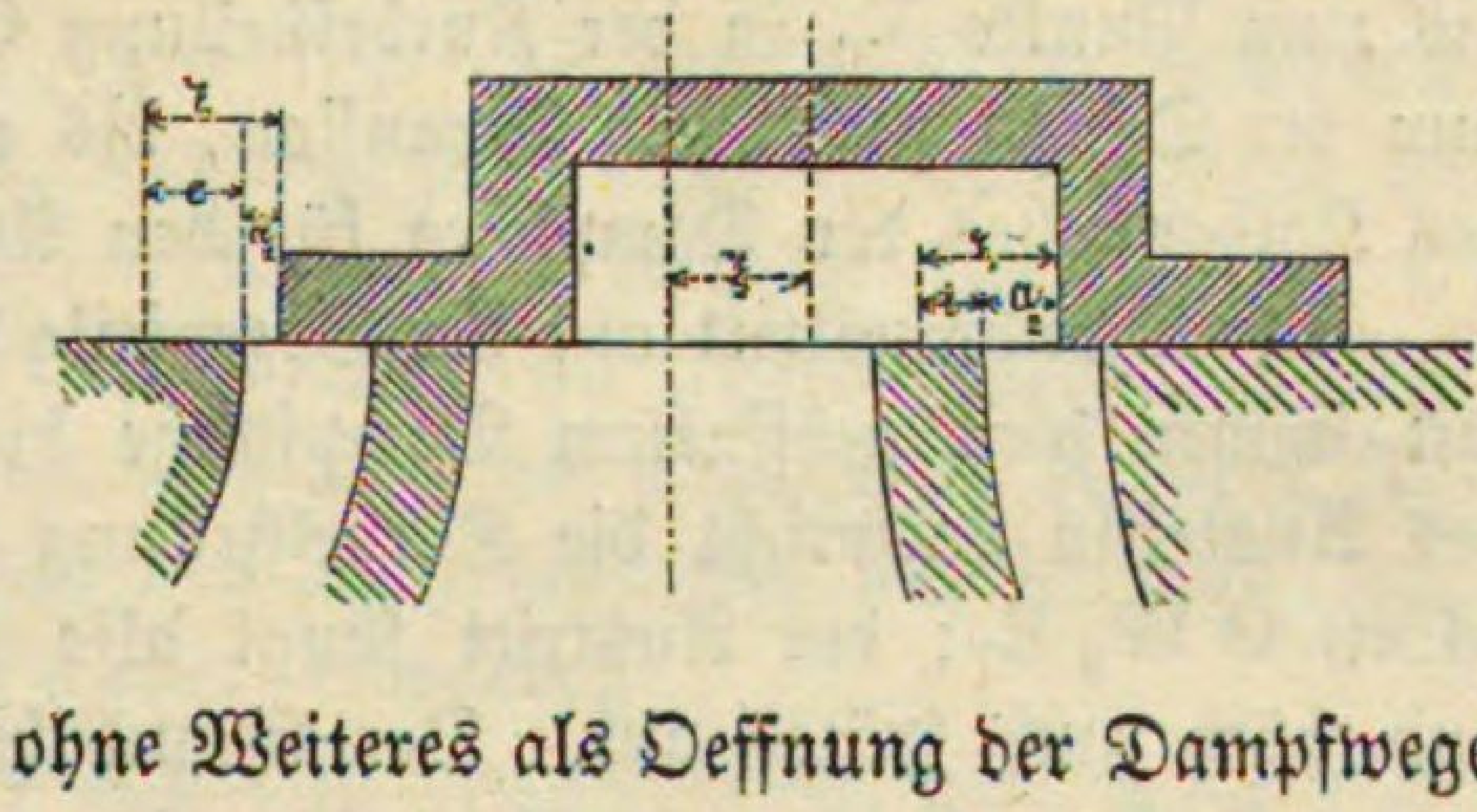
Kolbenstand ist, unter Voraussetzung einer langen Kurbelstange, in der Vertikalprojektion von R_1, also in T. Um nun aber für diesen Drehungswinkel auch die Schieberstellung zu erhalten, tragen wir gegen H O R an O die Excentricität $OP_0 = r$ unter dem Komplement des Voreilungswinkels, also unter $90^0 - \delta$, an und zeichnen über dieser Excentricität als Durchmesser einen Kreis. Dann ist der Radiusvektor O P dieses Kreises der gesuchte Schieberweg $\xi = r \sin(\delta + \omega)$ für den Drehungswinkel ω; denn in dem rechtwinkligen Dreieck POP_0 ist $OP_0 = r$, $POP_0 = 90 - (\delta + \omega)$, und daher $OP = \xi = r \cos[90 - (\delta + \omega)] = r \sin(\delta + \omega)$. Um daher für einen beliebigen Kolbenstand X die Ablenkung des Schiebers von seiner mittleren Stellung zu finden, errichte man in X ein Perpendikel auf O H und ziehe von Z, wo das Perpendikel den Kurbelkreis schneidet, den Radius; dann ist der Abschnitt O Y dieses Radius die der angenommenen Kolbenstellung entsprechende Ablenkung des Schiebers von seiner mittleren Stellung. In der mittleren Stellung des Schiebers selbst muß der Radiusvektor gleich Null werden; dieß ist bei R_0 der Fall und der Winkel $R_0 O H$ ist, der Annahme entsprechend, $= -\delta$. Der größte Schieberweg aber ist $OP_0 = r$, der zugehörige Drehungswinkel $\omega = 90^0 - \delta$. Daher OP_0 senkrecht zu OR_0.

Fig. 172.



Es sei nun in Fig. 172 ein Schieber S mit der äußeren Deckung e und der inneren Deckung i in seiner mittleren Stellung, und in Fig. 173 sei derselbe Schieber um den Weg ξ so weit nach rechts fortgerückt, daß er den linken Dampfweg für den eintretenden Dampf um a_1 und den rechten Dampfweg für den austretenden Dampf um a_2 geöffnet hat. Es ergibt sich ohne Weiteres als Oeffnung der Dampfwege:

Fig. 173.



$$a_1 = \xi - e,$$
$$a_2 = \xi - i.$$

Daher erhält man in Fig. 171 die Oeffnung der Dampfwege,

wenn man vom Radiusvektor die äußere, ebenso die innere Deckung abzieht, und da dieß für alle Schieberstellungen gilt, so braucht man nur von O aus Kreise mit den Halbmessern OV = e und OW = i zu ziehen; die auf OP abgeschnittenen Stücke VP und WP geben dann die Oeffnung der Dampfwege für den Dampfeintritt und für den Dampfaustritt an. In V_2 und V_3, wo die Kreise P und V sich schneiden, liegen die Anfangs- und Endpunkte für den Dampfeintritt; und ebenso in W_2 und W_3, als Schnittpunkte der Kreise P und W, die Anfangs- und Endpunkte für den Dampfaustritt. Die Oeffnung des Dampfweges beim Beginn des Kolbenhubes, also das lineare Voreilen ist für den Dampfeintritt das Stück $P_1 V_1$, für den Dampfaustritt das Stück P_1 W (auf der Geraden P_1 O).

Die Oeffnung des Dampfweges darf nicht kleiner sein, als die größte Breite des Dampfweges; im Gegentheil macht man gewöhnlich die Ausweichung des Schiebers etwas größer, damit der Dampf eine Zeit lang durch den vollen Querschnitt der Dampfwege ein- und ausströmen kann. Trägt man nun endlich die Breite a der Dampfwege von V_4, ebenso von W_4, radial auswärts auf und zieht durch die entstandenen Schnittpunkte M und N die Kreisbögen $M_1 M M_2$ und $N_1 N N_2$, so erhält man in der Fläche $V_2 M_1 M_2 V_3$ das Diagramm für den Dampfeintritt und in der Fläche $W_2 N_1 N_2 W_3$ das Diagramm für den Dampfaustritt; jenes ist vertikal, dieses horizontal schraffirt.

Beide Diagramme geben über die Wirkung des Dampfes im Cylinder vollständig Aufschluß.

Bei V_2 beginnt der Dampfeintritt; die Kurbel steht in $O R_2$ und der Kolben hat bis zum Beginn des Hubes noch einen kleinen Weg zurückzulegen. Mit dem beginnenden Kolbenhub ist der Dampfweg um $V_1 P_1$ geöffnet. Derselbe öffnet sich immer weiter, bleibt dann während des Kurbelwegs $R_4 R_5$ vollständig geöffnet und verengt sich hierauf bis zum Punkte V_3 in der Kurbelstellung $O R_3$. Von hier aus wirkt nun der Dampf nur durch Expansion, bis endlich kurz vor Beendigung des Kolbenhubes der Dampfweg für den Austritt geöffnet wird.

Der Dampfaustritt auf der Gegenseite beginnt bei W_2 und dauert mit immer weit geöffnetem Dampfwege bis W_3 fort. Dem Beginn des Austritts entspricht die Kurbelstellung $O W_2 R_6$, dem Ende desselben $O W_3 R_7$; der Austritt fängt also früher an als der Eintritt und hört auch später auf. Der Grund hiervon liegt darin, daß die innere Deckung kleiner als die äußere ist, und der Zweck ist, den Abzug des Dampfes so viel als möglich zu erleichtern. Hat dann die Kurbel die Stellung $O R_7$ überschritten, so kann auf der Gegenseite weder Dampf ein- noch austreten; der vorhandene Dampf wird also komprimirt.

Und dieß dauert so lange, bis die Kurbel in OR_8, d. i. OR_2 diametral gegenüber, steht; dort beginnt der frische Dampf für den Rückgang einzutreten.

Bei Konstruktion neuer Steuerungen ermittelt man zuerst die Breite a der Dampfwege (S. 289); dann wählt man die Breite b der Stege, gemäß den Regeln der Festigkeit und für gewöhnliche Fälle mittelst der empirischen Formel

$$b = 10 + 0{,}4\ a \text{ Millim.}$$

Der Schieber muß aus der mittleren Stellung verschoben werden um $e + a$ und noch um einen Bruchtheil von b, der zwischen 0,1 b und 0,5 b liegt. Hieraus ergibt sich die Excentricität r.

Der Schieber soll öffnen, nachdem der Kolben noch einen Weg zurückzulegen hat: auf der Dampfseite von $1/_{60}$ bis $1/_{40}$; auf der Ausblaseseite von $1/_{20}$ bis $1/_{15}$ vom Kolbenhub. Die kleinern Werthe werden gewählt bei kleinen Kolbengeschwindigkeiten, die größern bei großen Kolbengeschwindigkeiten. Hieraus ergeben sich der Voreilungswinkel, die Größe der Ueberdeckungen, das Absperren beim Eintritt und Austritt des Dampfes oder das Maß der Expansion und Kompression.

Geht der Schieber aus der mittleren Stellung nach der äußersten, so verengt sich die in der Mitte gelegene Oeffnung für den Abzug des Dampfes. Damit diese nicht schmäler als a werde, muß sein (Fig. 172)

$$a_0 = r + a + i - b.$$

Mit Berücksichtigung dieser Bedingungen können nun mittelst des Zeuner'schen Diagramms (Fig. 171) die verschiedensten Aufgaben gelöst werden.

1. Man nehme die Kurbelstellungen R_2 und R_3 für den Anfang und das Ende des Dampfeintrittes an, sowie die äußere Ueberdeckung OV_2, ziehe den Kreis V_2V_3, so schneidet dieser die Radien OR_2 und OR_3 in den Punkten V_2 und V_3. Mithin muß der Schieberkreis durch die drei Punkte O, V_2, V_3 gehen und ist daher seiner Größe und Lage nach bestimmt, d. h. man erhält die Excentricität OP_0, den Voreilungswinkel P_0OR_5, sowie das lineare Voreilen P_1V_1 für den Dampfeintritt. Nimmt man noch die Stellungen R_6 oder R_7 für den Anfang oder das Ende des Dampfabflusses an, so ergibt sich die innere Ueberdeckung OW_2 oder umgekehrt.

2. Man nehme die Kurbelstellungen OR_3 und OR_7 für die Dampfabsperrung auf der Dampfseite und auf der Ausblaseseite an, z. B. R_3 möglichst nahe an R_5 zur Erzielung einer starken Expansion und R_7 nahe an R für eine schwache Kompression, nehme ferner die Ueberdeckungen OV_3 und OW_3 an und ziehe damit die Ueberdeckungs-

kreise, so schneidet der eine den Radius OR_3 in V_3, der andere den Radius OR_7 in W_3. Daher muß der Schieberkreis durch die drei Punkte O, V_3 und W_3 gehen. Daraus ergeben sich die Excentricität OP_0, der Voreilungswinkel P_0OR_5, die Kurbelstellungen R_2, R_6 für den Eintritt und Austritt des Dampfes, das lineare Voreilen P_1V_1 und P_1W für beide.

3. Man nehme den Voreilungswinkel P_0OR_5 an (gewöhnlich 10 bis 30^0), sodann die Excentricität $r = OP_0$ und zeichne den Schieberkreis. Hierauf wähle man z. B. die Kurbelstellung R_2, bei welcher der Dampf eintreten soll, bevor der Kolben den todten Punkt erreicht hat, ziehe den Radius OV_2R_2, sowie den Kreis V_2V_3, so ist P_1V_1 das lineare Voreilen für den Dampfeintritt und V_1O die äußere Ueberdeckung. Dann wähle man den Punkt R_6, wo die Kurbel stehen soll bei Beginn des Dampfaustrittes, ziehe den Radius R_6W_2O, welcher den Schieberkreis in W_2 schneidet und ziehe den innern Ueberdeckungskreis W_2W_3, so erhält man die innere Ueberdeckung OW_2, das lineare Voreilen für den Dampfaustritt, die Kurbelstellung OV_3R_3 für den Beginn der Expansion, die Kurbelstellung OW_3R_7 für den Anfang der Kompression u. s. w.

Bei Betrachtung dieses Diagrammes wurde die Schieberstange unendlich lang angenommen. Bei den wirklichen Stangen werden nun die Dampfwege für den Eintritt und Austritt des Dampfes nicht vollkommen geöffnet und geschlossen, wie angegeben. Daher ist bei der Aufstellung der Maschine der Schieber in folgender Weise richtig zu stellen: man bringt die Kurbel in den einen todten Punkt und mißt das lineare Voreilen des Schiebers auf der Dampfseite; hierauf bringt man die Kurbel in den andern todten Punkt und mißt auch hier dieses Voreilen. Nun muß die Schieberstange so lange verkürzt oder verlängert werden, bis das Voreilen auf beiden Seiten gleich wird.

4.

Expansion mittelst eines Schiebers.

Der im Vorstehenden beschriebene Schieber eignet sich sehr gut zu Vertheilung des Dampfes im Cylinder; der Vortheil der Expansionswirkung läßt sich aber mit demselben nur in einem geringen Grade benützen. Soll dagegen mit weniger Füllung, also mehr Expansion, gearbeitet werden, so kann man diesen Schieber als Expansionsschieber benützen, sobald die Stellung des Kreisexcenters zur Triebwelle geändert werden kann. Bei einer vorhandenen Steuerung müssen die Größen a, a_0, b, e und i als konstant angenommen werden, dagegen kann die

Einrichtung so getroffen werden, daß der Voreilungswinkel δ und die Excentricität r veränderlich werden.

Läßt man nur δ, Fig. 171, allein wachsen von 0^0 an, so erfolgt auf der Dampfseite der Eintritt und die Absperrung früher; ebenso auf der Ausblaseseite die Expansion und Kompression, es dauern daher Expansions- und Kompressionsperiode länger.

Macht man $r = e$, so läßt der Schieber gar keinen Dampf eintreten. Nimmt r von da an zu, so wächst auch mehr und mehr die Oeffnung für den Dampfeinlaß, sowie die Dauer vom Augenblick des Oeffnens bis zu dem des Schließens; ebenso wächst die Oeffnung sowie die Dauer für den Dampfabzug.

Läßt man δ und r gleichzeitig sich ändern, so kombiniren sich die Wirkungen beider Größen. Vergrößert man δ und r zugleich, so geht das Oeffnen und Absperren früher vor sich mit größer werdenden Querschnitten für den Zu- und Abfluß.

Hierauf beruht die Anwendung eines verstellbaren Excenters. Dasselbe wird an eine festgekeilte, mit excentrischem Schlitze versehene, Scheibe angeschraubt, kann daher nach zwei Richtungen verschoben werden: in drehender, um den Winkel δ zu ändern und in radialer, um r zu ändern, d. h. den Abstand des Excentermittelpunktes von der geometrischen Axe der Triebwelle. Die Verstellung des Excenters in diesem Sinne geschieht von Hand und zwar während des Stillstandes der Maschine. Es fehlt aber auch nicht an Versuchen, die Verstellung durch den Regulator zu bewirken. Solche Vorrichtungen fanden sich an zwei Maschinen der Wiener Weltausstellung,[1] an einer Lokomobile von Robey und Comp. und an einer liegenden Maschine von Turner in Ipswich (England).

Die am häufigsten angewendete Einrichtung zur Erzielung einer variabeln Expansion mit einem Schieber ist die Koulissensteuerung. Da diese auch das Umsteuern gestattet, so wird sie später unter dem Titel „Umsteuerung" besprochen werden.

5.

Doppel-Schieber.

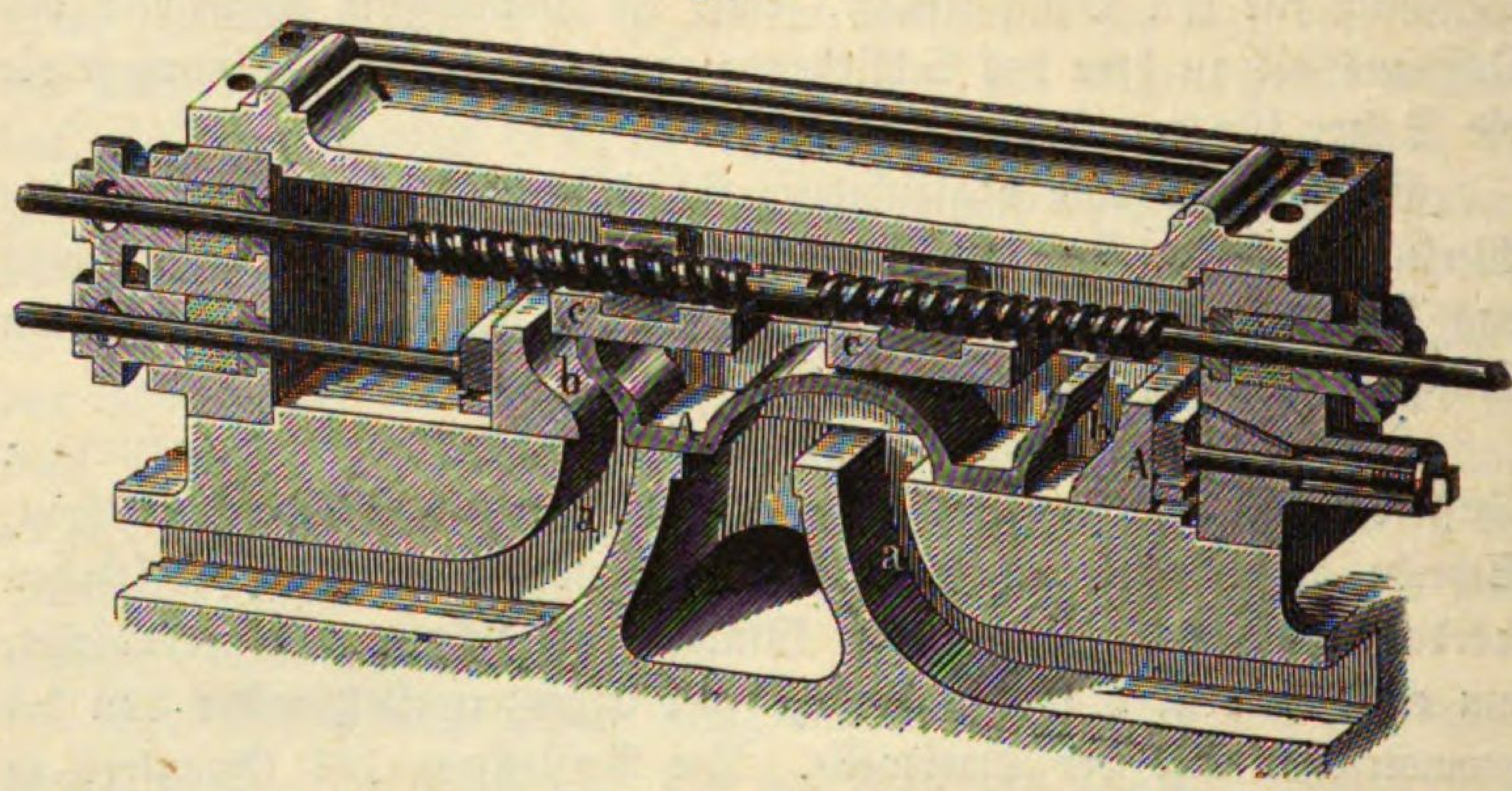
Außer dem gewöhnlichen Schieber, der als Vertheilungsschieber wirkt, wird noch ein zweiter Schieber als Expansionsschieber angewendet. Dieser zweite Schieber befindet sich wie der erstere in einem besondern Raume und gleitet auf dessen mit einer Oeffnung versehenen Boden hin und her (Zwei-Schieber-System), oder er gleitet auf dem

[1] Müller-Melchiors, in Dingler, Bd. 222, p. 7.

Rücken des ersten Schiebers hin und her und befindet sich mit diesem im gleichen Schieberkasten (Doppel-Schieber-System). Die erstere Anordnung ist verwerflich, weil der Schieberraum des Vertheilungsschiebers zum schädlichen Raum gehört, diesen also erheblich vermehrt.

Eine vorzügliche und daher auch häufig angewendete Doppel-Schiebersteuerung ist die Meyer'sche (1842) mit variabler Expansion, Fig. 174. Der Vertheilungsschieber ist kein eigentlicher Muschelschieber,

Fig. 174.

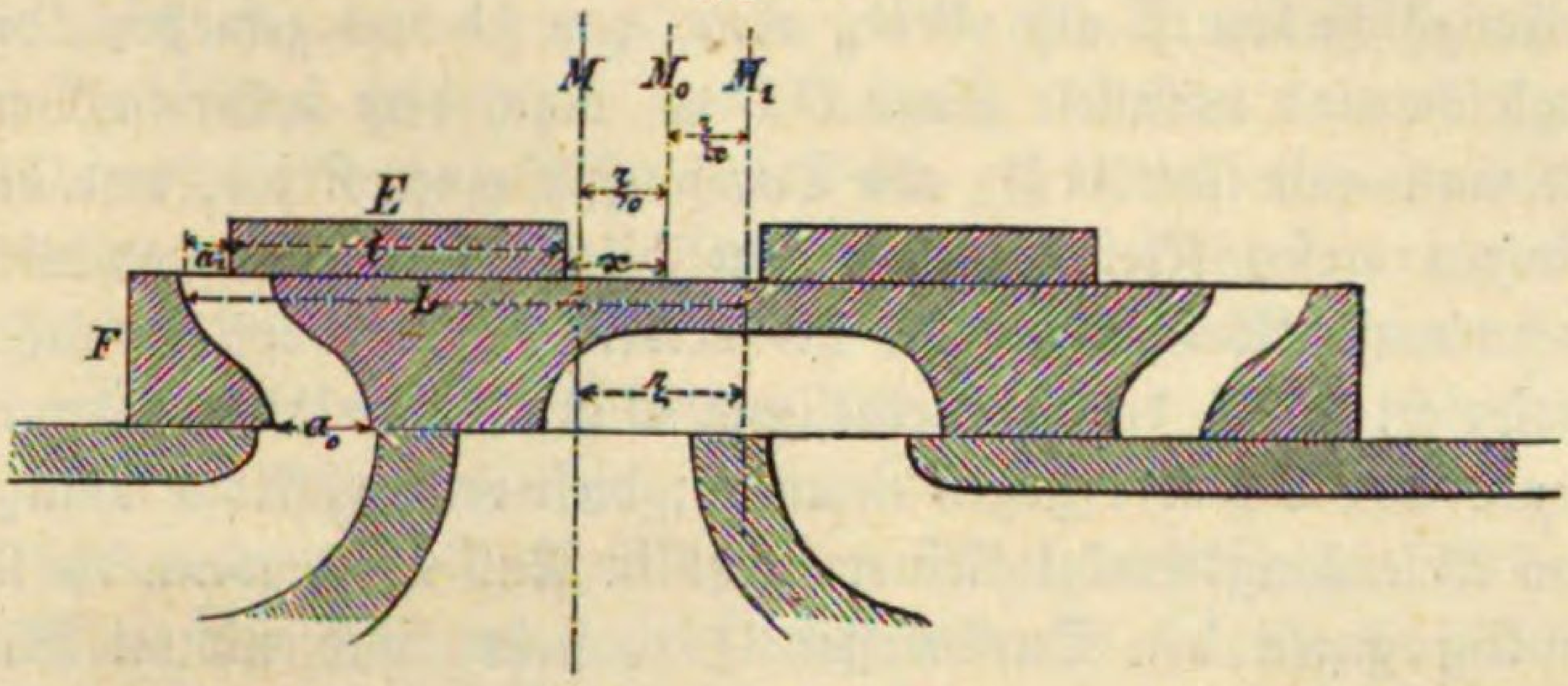


sondern er besteht aus einer Platte A, durch welche die beiden Kanäle bb hindurchgehen und die in der Mitte die Höhlung für den Dampfaustritt besitzt. Die beiden Kanäle bb bewegen sich über die Dampfwege aa des Cylinders hin und lassen in diese den Dampf abwechselnd eintreten, insofern sie nicht selbst durch den Expansionsschieber verdeckt werden. Der Expansionsschieber, der seine Bewegung ebenfalls durch ein Kreisexcenter von der Kurbelwelle aus erhält, besteht aus zwei Platten cc, die an zwei Muttern befestigt sind. Diese Muttern sitzen beide auf der Expansionsschieberstange, die, wie die Muttern selbst, einerseits mit rechtsgängigem, andererseits mit linksgängigem Schraubengewinde versehen ist. Durch Drehung der Stange werden die Muttern und also auch die Expansionsplatten von einander entfernt oder einander genähert, und da die Kanäle des Vertheilungsschiebers um so eher verdeckt werden, je weiter die Expansionsplatten aus einander gerückt sind, und umgekehrt, so liegt hierin ein sehr einfaches Mittel, um jeden beliebigen Expansionsgrad zu erlangen.

Fig. 175, S. 295, zeigt die Stellungen der beiden Schieber für den Drehungswinkel ω der Kurbel; die Abweichung des Vertheilungsschiebers von seiner mittleren Stellung ist $MM_1 = \xi$; die des Expansionsschiebers $MM_0 = \xi_0$. Hieraus ergibt sich die relative Verschiebung beider

Schieber gegen einander, $M_0 M_1 = \xi_x = \xi - \xi_0$. Es sei nun l die Länge jeder Expansionsschieberplatte, 2 x der Betrag, um welchen

Fig. 175.



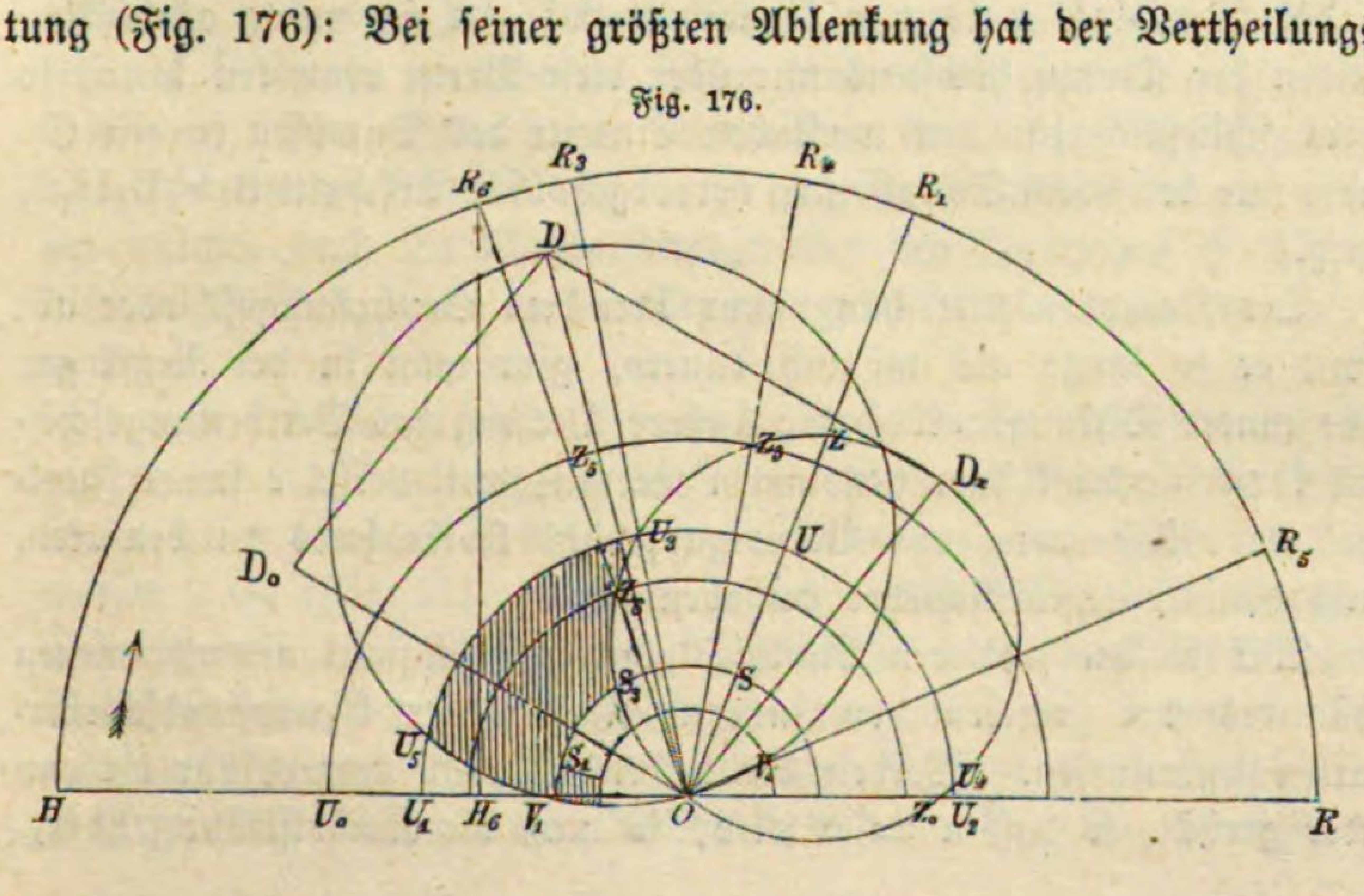
diese beiden Platten auseinander gerückt sind, folglich $x + \xi_x$ der Abstand der inneren Kante der Expansionsschieberplatte von der Mitte M_1 des Vertheilungsschiebers, und L der Abstand dieser Mitte M_1 von der äußeren Kante des Durchlaßkanals bei F. Wird noch die Eröffnung des Durchlaßkanals, welche der gezeichneten Stellung entspricht, mit a_1 bezeichnet, so ergibt sich ohne Weiteres aus der Figur:

$$a_1 = L - l - x - \xi_x.$$

Betrachten wir vorläufig den Abstand 2 x der beiden Expansionsschieberplatten von einander als konstant, so wird hiernach die Eröffnung a_1 des Durchlaßkanals erhalten, wenn man die relative Verschiebung ξ_x der beiden Schieber von der konstanten Größe $L - l - x$ abzieht.

Die relative Verschiebung ξ_x erhält man aus folgender Betrachtung (Fig. 176): Bei seiner größten Ablenkung hat der Vertheilungs-

Fig. 176.



schieber den Weg $OD = r$ unter dem Voreilungswinkel δ und der Expansionsschieber den Weg $OD_0 = r_0$ unter dem Voreilungswinkel δ_0 durchlaufen; der größte relative Weg des Expansionsschiebers gegen den Vertheilungsschieber ist also DD_0 oder, von O aus gemessen, die mit DD_0 gleiche und parallele Linie OD_x. Nach dem früheren Vorgang zeichnet man nun über OD_x als Durchmesser einen Kreis, und die Radienvektoren dieses Kreises geben jetzt die den Ablenkungswinkeln ω entsprechenden Abweichungen ξ_x der beiden Schieber von einander an. So entspricht z. B. der Kurbelstellung OR_1 die relative Abweichung OZ der beiden Schieber gegen einander; diese relative Abweichung wird mit dem Ablenkungswinkel kleiner, geht in Null über, wenn die Kurbel rechtwinklig gegen den Durchmesser OD_x steht, und nimmt für noch geringere Kurbelabweichungen sogar einen negativen Betrag an, bis sie endlich für die Anfangsstellung der Kurbel $-OZ_0$ wird.

Um nun die Eröffnung des Durchlaßkanals im Vertheilungsschieber sogleich in einem Diagramm ablesen zu können, zeichnen wir jetzt mit der vorläufig als konstant angesehenen Größe $L-l-x$ als Halbmesser einen Kreisbogen U_1UU_2. Diese Größe, vermindert um ξ_x, gibt die gesuchte Eröffnung. Die Figur zeigt, daß diese Eröffnung auf die beiden Dreiecke OU_1U_3 und $Z_0U_2U_4$ beschränkt ist.

Der Eintritt des Dampfes in die Dampfwege des Cylinders ist aber auch noch dadurch bedingt, daß der Vertheilungsschieber den Zugang eröffnet habe. Bei dem letzten Dreieck $Z_0U_2U_4$ ist dieß, richtige Wahl der Verhältnisse und Dimensionen vorausgesetzt, gar nicht der Fall, und bei dem ersten Dreieck OU_1U_3 kommt durch diese Bedingung das Stück $V_1U_1U_5$ in Wegfall. Trägt man noch die Breite a_0 des Durchlaßkanals von U nach S auf, da ja unter allen Umständen der Dampf höchstens nur über diese Breite eintreten kann, so bleibt schließlich für den wirklichen Eintritt des Dampfes in den Cylinder nur der durch Schraffirung hervorgehobene Abschnitt $S_1V_1U_5U_3S_3$ übrig.

Der Dampfaustritt hängt nur von dem Vertheilungsschieber ab; damit er so lange als möglich dauere, gibt man in der Regel gar keine innere Deckung. Auch die äußere Deckung des Vertheilungsschiebers kann hierbei kleiner genommen werden, weil derselbe seiner Funktion, die Absperrung vor Beendigung des Kolbenhubs zu bewirken, durch den Expansionsschieber enthoben wird.

Wir wollen jetzt den Einfluß des bisher konstant angenommenen Abstandes $2x$ zwischen den inneren Kanten der Expansionsschieberplatten untersuchen. Werden die beiden Platten unmittelbar an einander gerückt, so daß $x = o$ wird, so muß die Kurbelstellung OR_5,

bei welcher der Dampf für den Rückgang einzutreten beginnt, den Vertheilungsschieberkreis in V_5 schneiden, wo der Deckungskreis durch denselben hindurchgeht; denn würde man L — l größer machen, als sich nach dieser Betrachtung ergibt, so würde die Durchlaßöffnung im Vertheilungsschieber schon für den Rückgang geöffnet, wenn der letztere den Dampfweg noch geöffnet hält, und es würde mithin nach der Absperrung noch einmal eine kleine Quantität Dampf eintreten können, ein Fehler, der allerdings an vielen ausgeführten Maschinen vorkommt, aber recht wohl vermieden werden kann.

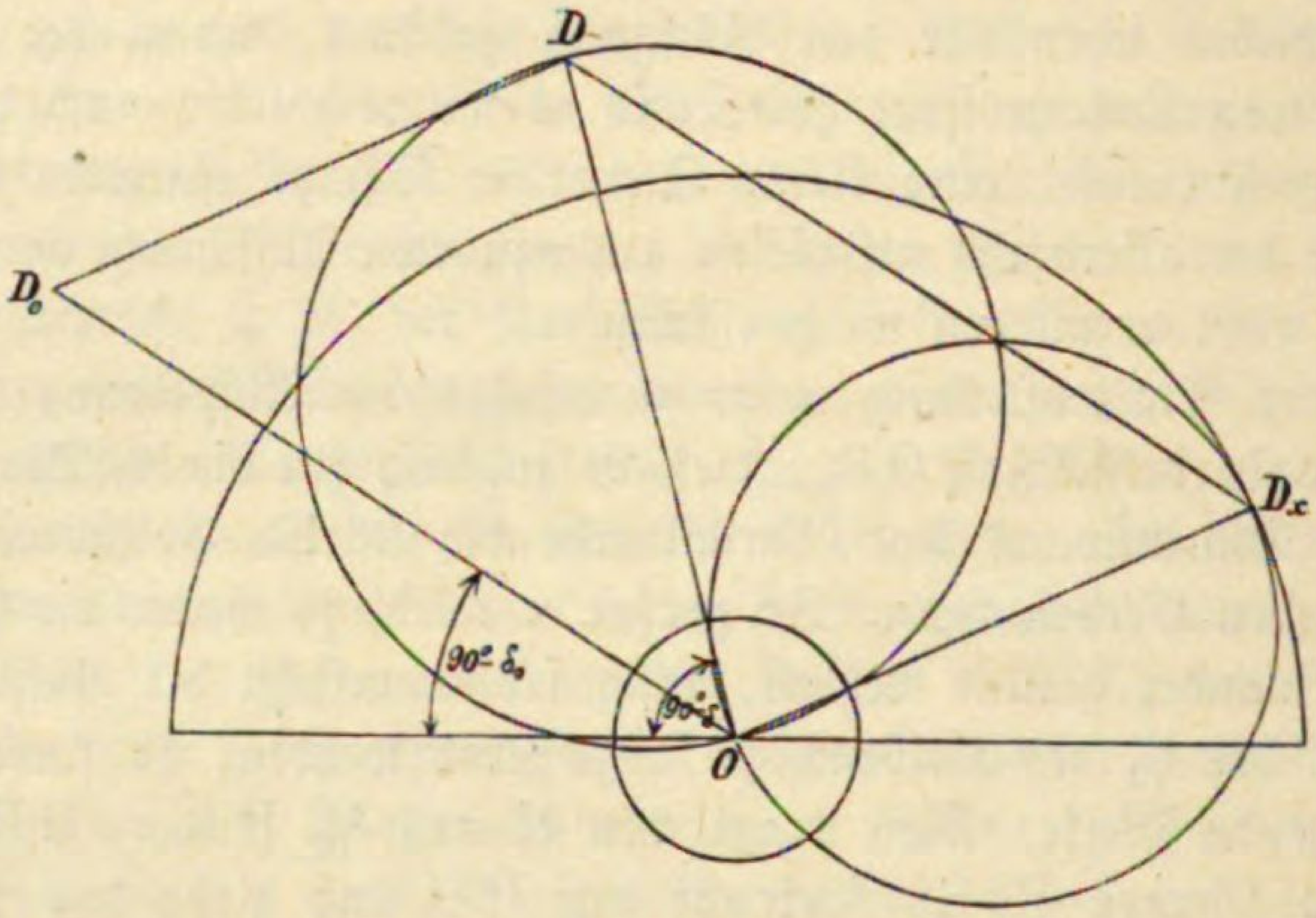
Bei der Plattenstellung $x = o$ erfolgt die Absperrung in Z_3, also in der Kurbelstellung $O R_4$; dieß ist zugleich für die im Diagramm gewählten Dimensionen und Verhältnisse die stärkste Cylinderfüllung, welche gegeben werden kann. Je größer x wird, je weiter die Platten also aus einander gerückt werden, desto früher erfolgt die Absperrung. Soll z. B. bei $\frac{1}{3}$ des Kolbenwegs abgesperrt werden, so findet man x auf folgende Weise: Man trage von H aus $\frac{1}{3}\, HR = H H_6$ auf, errichte die Gerade $H_6 R_6$ senkrecht auf H O und ziehe den Radius $O R_6$; da dieser Radius den Kreis vom Durchmesser $O D_x$ im Punkte Z_6 schneidet, so ist $Z_5 Z_6$ das gesuchte x oder der halbe Abstand der Platten von einander. Macht man $x = O Z_5 = L - l$, so findet die Absperrung schon bei der Kurbelstellung statt, welche rechtwinklig gegen $O D_x$ gerichtet ist; ja die Platten können sogar noch weiter aus einander gerückt werden, bis endlich $x = U_0 Z_0$ wird. Dann kann gar kein Dampf mehr eintreten, und dieß ist also ein Mittel, um die Maschine in Stillstand zu setzen.

Ein nach Anleitung des Diagramms in Fig. 176 entworfener Schieber gestattet, die Cylinderfüllungen von 0 bis in die Kurbelstellung $O R_4$ zu verändern. Man kann aber, wie die folgende Betrachtung lehren wird, durch angemessene Wahl der Verhältnisse und Dimensionen die letzte Grenze bis zu derjenigen Kurbelstellung erweitern, bei welcher auch der Vertheilungsschieber den Dampfzufluß abschließt, also den Füllungsgrad in den Grenzen von 0 bis beinahe 1 veränderlich machen.

Wir nehmen zu diesem Zwecke die Excentricität OD (40—80 Millimeter) und die Voreilungswinkel δ (10—15°) des Vertheilungsschiebers, sowie dessen lineares Voreilen (3—6 Millim.) an und legen den Durchmesser $O D_x$ (Fig. 177, S. 298) mit 30—60 Millim. Länge durch den Schnittpunkt des Vertheilungsschieberkreises mit dem Deckungskreis. Durch Konstruktion des Parallelogramms erhält man dann die Excentricität $O D_0$ und den Voreilungswinkel δ_0 des Expansionsschiebers. Zugleich lehrt die Figur ohne Weiteres, daß $L - l = O D_x$ zu nehmen ist.

Die Breite des Durchlaßkanals a_0 muß natürlich kleiner als L — l — e sein; die Breite der Dampfwege im Cylinder kann etwas größer als a_0 genommen werden.

Fig. 177.



Die Expansion wird während des Ganges der Maschine entweder von Hand oder durch den Regulator geändert. Im erstern Fall bringt man entweder an der Expansionsschieberstange selbst oder an einer durch ein paar konische Räder mit dieser verbundenen Welle ein Handrad an; im letztern Fall wirkt der Regulator auf eine Auskehrvorrichtung in der Weise, daß die Schraube vor- oder rückwärts gedreht wird, sobald die Triebwelle eine Abweichung von der normalen Tourenzahl zeigt. Der Betrag, um welchen die Schraube zur Erzielung eines gewissen Expansionsgrades zu drehen ist, wird an einer hinter dem Rade angebrachten Skala, deren Theilung sehr leicht aus dem Diagramm abgeleitet werden kann, abgelesen.

Fig. 178.

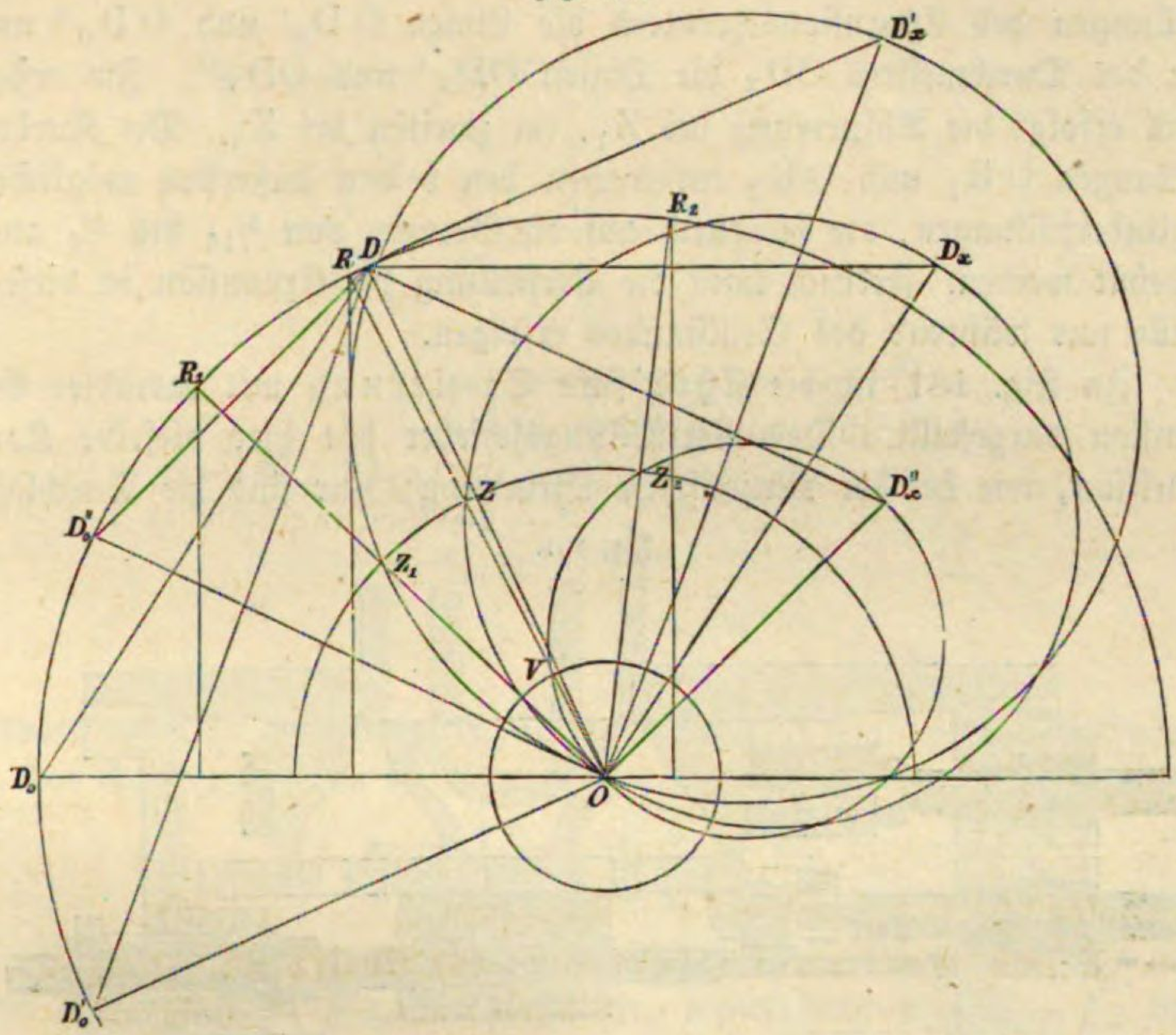


Vereinigt man die beiden stellbaren Expansionsplatten der Meyer'schen Steuerung in eine einzige, so erhält man eine Steuerung mit fester Expansion. Eine solche Steuerung zeigt Fig. 178.

Um dieselbe zu konstruiren, nehmen wir Lage und Excentricität beider Schieber als gegeben an; es sei z. B., Fig. 179, S. 299, OD = OD_0 = 60 Millim. und $\delta = 24^0$, $\delta_0 = 90^0$, der Expansionsschieber also um 180^0 gegen die Kurbel verstellt. Der verlangte Expansionsgrad sei $^{11}/_3$, d. h. der Cylinder werde bis auf $^3/_{11}$ des Kolbenwegs mit frischem Dampf gefüllt. Dann erhält man durch Konstruktion des Parallelogramms aus O D und

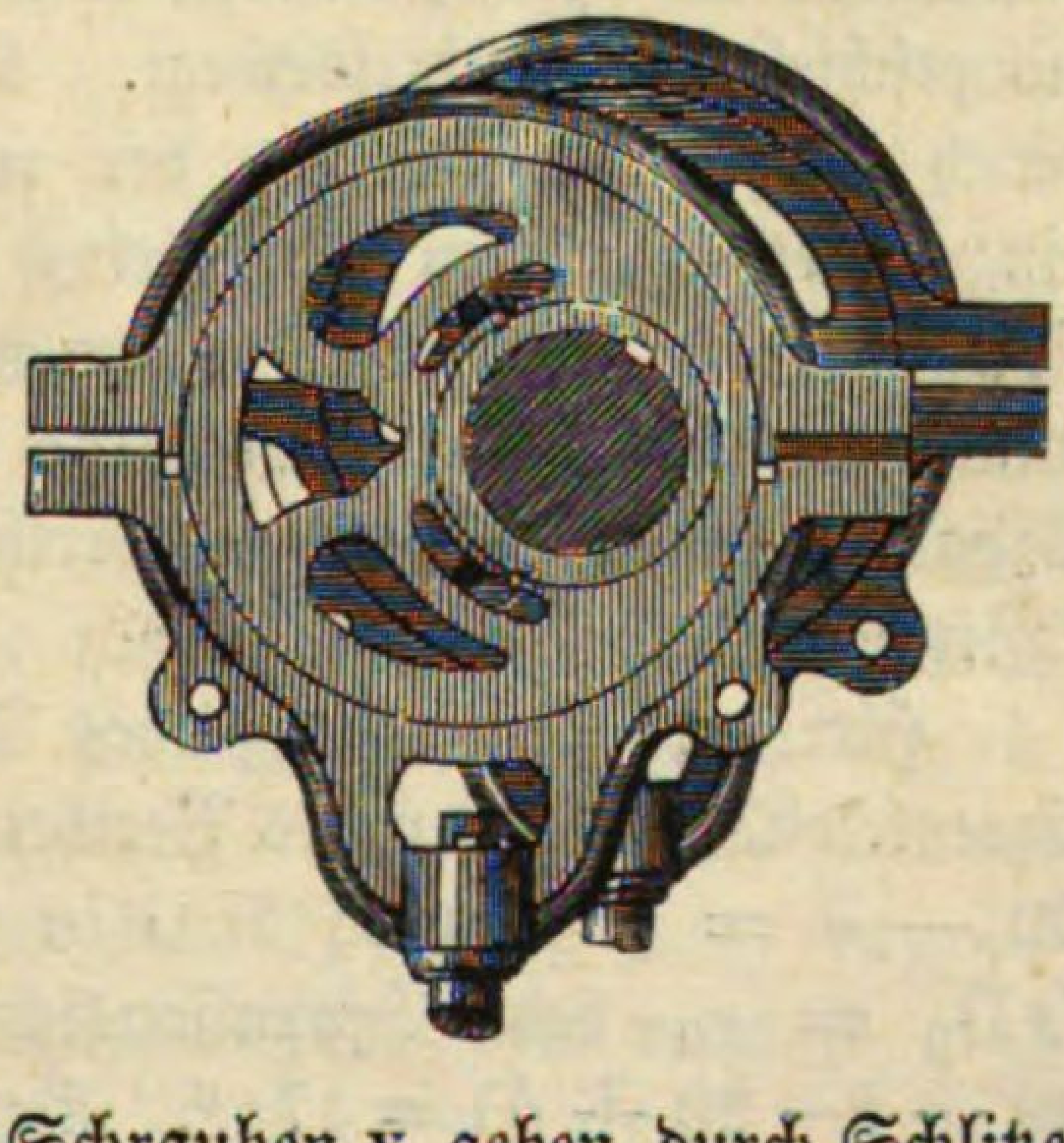
$O D_0$ Lage und Größe des Durchmessers $O D_x$, über welchen ein Kreisbogen zu beschreiben ist. Die Kurbelstellung O R, welche dem

Fig. 179.



Kolbenweg $^3/_{11}$ entspricht, schneidet diesen Kreisbogen in Z, und da in diesem Punkte die Absperrung erfolgen soll, so bedeutet OZ die Dimension $L - l$, mit welcher als Halbmesser ein Kreisbogen um O gezogen wird. Nun muß $L - l \geqq e + a_0$ sein; nehmen wir Gleichheit an, so gibt sich endlich die Deckung O V dadurch, daß man $ZV = a_0$ radial einwärts aufträgt.

Fig. 180.

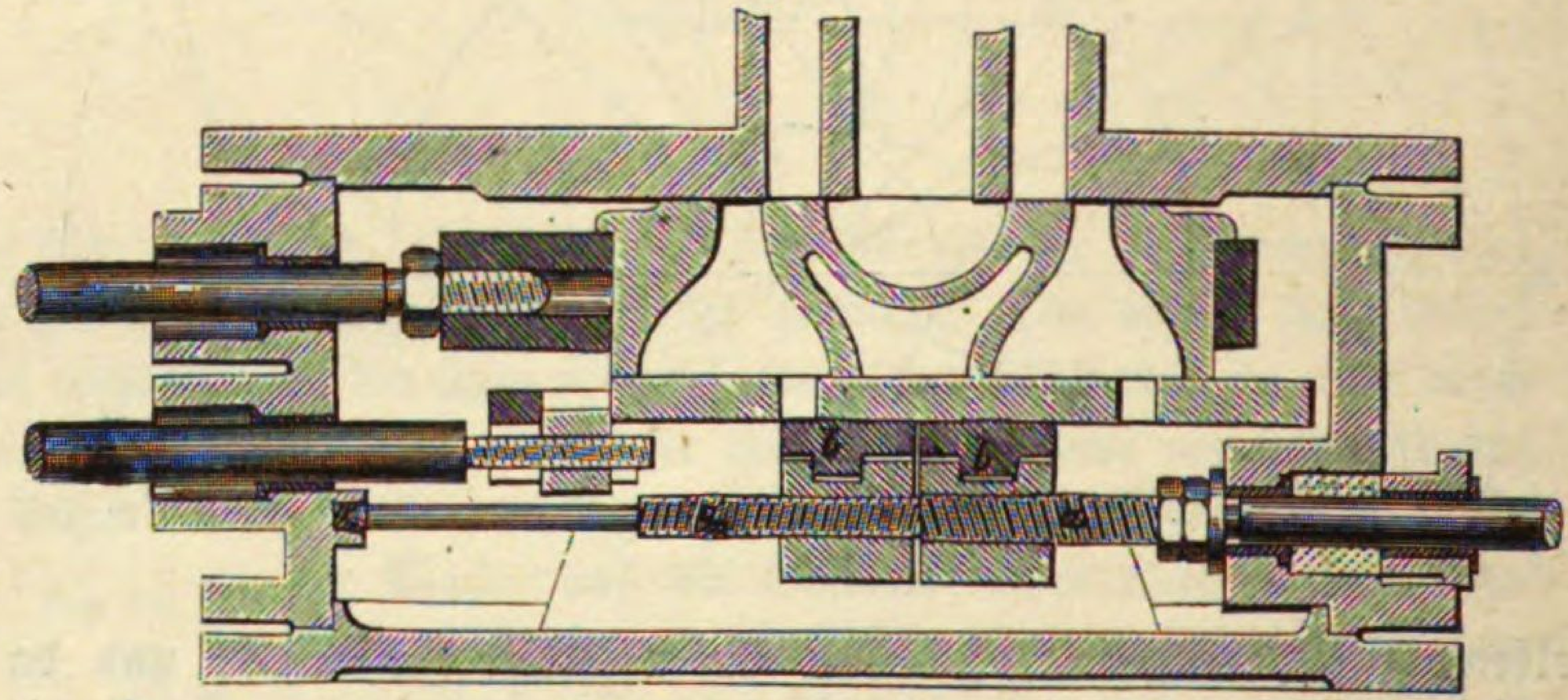


Um bei dieser Steuerung den Expansionsgrad, wenigstens in engen Grenzen, veränderlich zu machen, kann man den Excentern die in Fig. 180 dargestellte Gestalt geben. Das Excenter des Vertheilungsschiebers ist auf der Schwungradwelle festgekeilt und hat eine verlängerte Nabe, auf welcher das Excenter des Expansionsschiebers mittelst zweier Schrauben y befestigt ist. Die Schrauben y gehen durch Schlitze

im zweiten Excenter und gestatten daher eine Verdrehung desselben gegen das erste Excenter. Wenn wir nun annehmen, daß nach jeder Seite hin eine Verdrehung von 25° möglich ist, so sind die Grenzstellungen des Expansionsexcenters die Linien $O D_0'$ und $O D_0''$ und die des Durchmessers OD_x die Linien OD_x' und OD_x''. Im ersten Fall erfolgt die Absperrung bei Z_1, im zweiten bei Z_2. Die Kurbelstellungen $O R_1$ und $O R_2$ entsprechen den beiden äußersten möglichen Cylinderfüllungen, die hierdurch auf die Grenzen von $^3/_{16}$ bis $^5/_9$ ausgedehnt werden. Freilich kann die Verstellung der Expansion in diesem Falle nur während des Stillstandes erfolgen.

In Fig. 181 ist die Eyth'sche Steuerung mit variabler Expansion dargestellt. Der Vertheilungsschieber hat hier dieselbe Konstruktion, wie bei der Meyer'schen Steuerung; nur sind die Durchlaßkanäle nach dem Rücken hin um so viel erweitert, daß sie in jeder Stellung des Expansionsschiebers den Dampf zutreten lassen. Der Expansionsschieber besteht in einer Platte mit zwei Schlitzen, welche von einem Kreisexcenter getrieben wird und über dem Rücken des Vertheilungsschiebers sich fortbewegt. Die Verstellung der Expansion wird durch die in die Muttern der rechts- und linksgängigen Schraube a eingesetzten Plättchen b bewirkt, welche an der Bewegung des Expansionsschiebers nicht Theil nehmen. Eyth empfiehlt, den Voreilungswinkel des Vertheilungsexcenters 6° zu nehmen und das Excenter des Expansionsschiebers dem des Vertheilungsschiebers um 90° nacheilen zu lassen.

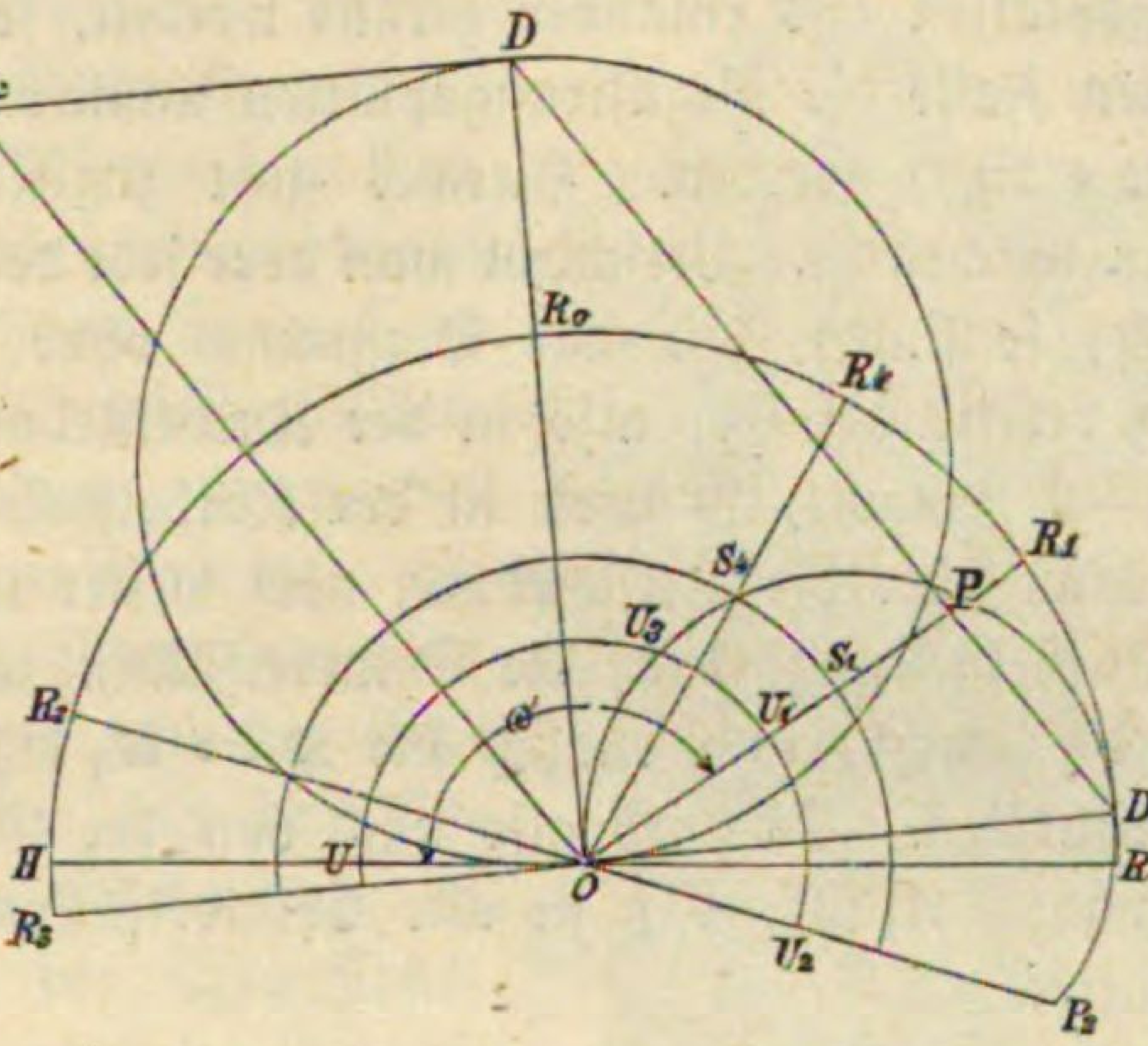
Fig. 181.



Hiernach entsteht folgendes Diagramm (Fig. 182, S. 301). Die Excentricität $OD = r$ des Vertheilungsschiebers wird unter dem Winkel $90 - \delta = 84^0$ gegen HO in O angetragen, und die Excentricität $O D_0 = r_0$ des Expansionsschiebers in demselben Punkte unter $90 - (-90 + \delta) = 174^0$. Bezeichnet nun L die Entfernung der

äußeren Schlitzkante im Expansionsschieber von dessen Mitte, l die Länge einer Regulirungsplatte, 2 x den Abstand zwischen den inneren

Fig. 182.

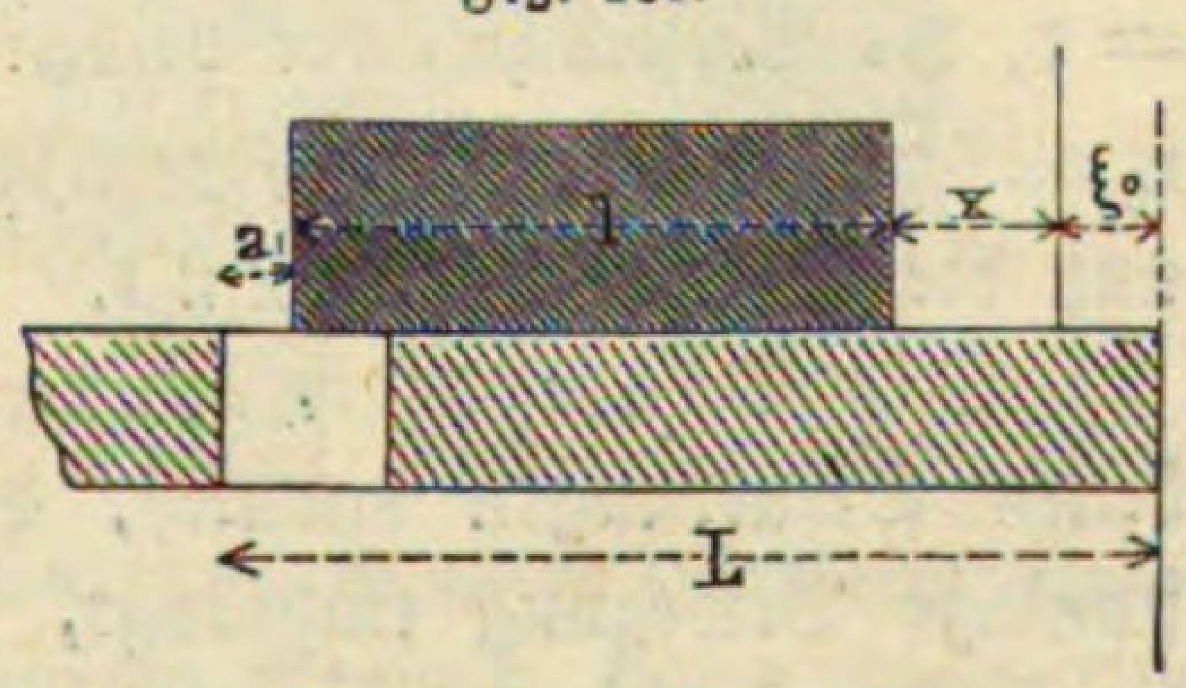


Kanten der Regulirungsplatten, so ergibt sich nach Fig. 183 die Eröffnung a_1 des Schlitzes, wenn die Expansionsplatte um ξ_0 fortgerückt ist, aus:

$$a_1 + l + x + \xi_0 = L,$$
$$a_1 = L - l - x - \xi_0.$$

Die Eröffnung des Schlitzes im Expansionsschieber wird also aus dem Diagramm in Fig. 182 erhalten, wenn man den Weg ξ_0 von $L - l - x$ abzieht. Sie ist z. B. für den Drehungswinkel ω und die Kurbelstellung OR_1 gleich $OR_1 - OP = PR_1$, wenn der Halbmesser $OR_1 = OR = OH$ zugleich den Werth $L - l - x$ bedeutet. Für jeden kleineren Drehungswinkel wird die Eröffnung größer; z. B. für die Kurbelstellung OR_0 ist sie $OR_0 = OH$

Fig. 183.



und für die Kurbelstellung OR_2 geht sie sogar in $R_2 P_2$ über, bis sie endlich in der Kurbelstellung OR_3, also kurz vor Beginn des Kolbenhubes, am größten, nämlich $R_3 D_0$ wird. Da aber die Schlitzweite nicht so groß ist, um den Dampf in dieser Breite wirklich eintreten zu lassen, so haben wir dieselbe von dem Kreisbogen $H R_1 R$ noch radial einwärts aufzutragen und die Dampferöffnung durch den so erhaltenen Kreisbogen $U U_1 U_2$ zu begrenzen. Es findet also jetzt der Dampfeintritt nach Maßgabe der Figur $H U U_3 D_0 R_0$ statt, vorausgesetzt, daß die äußere Deckung des Vertheilungsschiebers nicht so groß ist, um dieß zu hindern.

In diesem Falle wird der Cylinder beinahe vollständig mit Dampf gefüllt; da aber auch alle anderen Expansionsgrade erreichbar sein sollen und die Verminderung der Füllung dadurch hervorgebracht wird, daß die Regulirungsplatten aus einander gerückt werden, so müssen in dem oben betrachteten Falle die Regulirungsplatten unmittelbar aneinander stehen, also $2x = 0$ werden. Hieraus geht zugleich hervor, daß $L - l = r_0$ zu machen ist. Verschiebt man aber jede der beiden Platten um $x = R_1 S_1$, so findet, wie das Diagramm ohne Weiteres lehrt, die Absperrung bereits bei S_4, also in der Kurbelstellung $O R_4$, statt. Wird $x = L - l$ gemacht, so wird in der Kurbelstellung $O R_0$ abgesperrt. Man kann aber die Verschiebung noch weiter treiben; so wird z. B. in der Kurbelstellung $O R_2$ die Cylinderfüllung aufhören, wenn man $x = R_2 P_2$ macht, und endlich für $x = R_3 D_0$ kann gar kein Dampf mehr eintreten. Es wird also auch von der Cyth'schen Steuerung die Bedingung erfüllt, daß sie alle Cylinderfüllungen von 0 bis beinahe 1 gestattet.

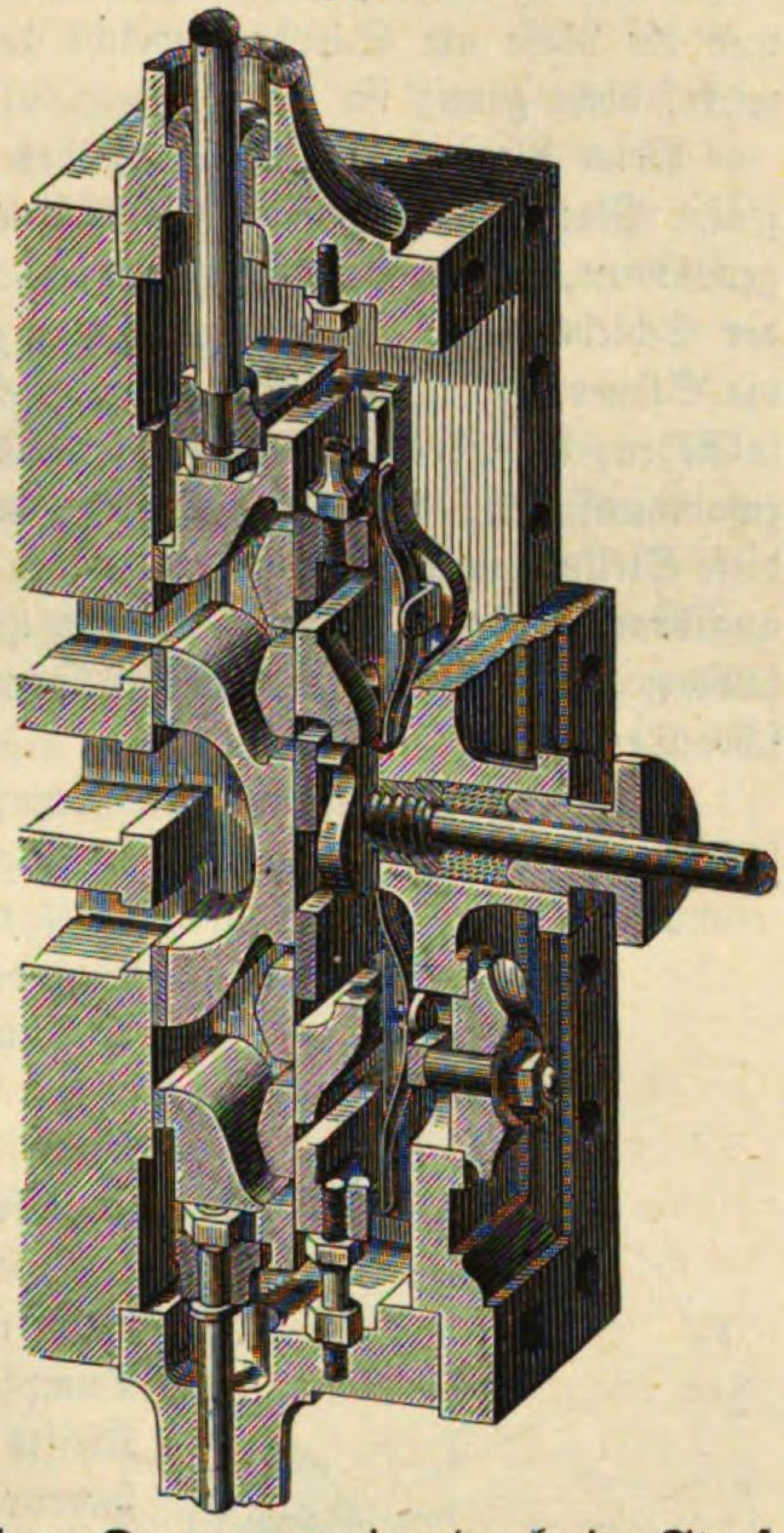
Die Weite der Schlitze im Expansionsschieber ist beliebig; sie kann etwa $= r$ angenommen werden. Dagegen muß die Weite der Durchlaßkanäle im Vertheilungsschieber an dessen Rücken so groß gemacht werden, daß sie selbst bei der größten relativen Abweichung der Schieber von einander immer noch geöffnet sind. Die größte relative Abweichung der Schieber wird aber durch Konstruktion des Parallelogramms aus OD und OD_0 erhalten; sie ist OD_x. Hierzu ist dann noch die Weite eines Schlitzes im Expansionsschieber zu addiren. Ist z. B. die letztere $= r$, die Verstellung der beiden Excenter gegen einander $= 90^0$, und $r_0 = {}^2/_3\, r$, so wird die größte Abweichung $\sqrt{r + r_0{}^2} = r\sqrt{1{,}44} = 1{,}2\, r$ und die gesuchte Weite $2{,}2\, r$.

Die Daumensteuerung unterscheidet sich von den vorbeschriebenen Steuerungen dadurch, daß der Expansionsschieber keine selbstständige Bewegung empfängt, sondern von dem Vertheilungsschieber durch Reibung so lange mitgenommen wird, bis ein fester Daumen ihn an der Fortsetzung seiner Bewegung hindert. Eine solche Steuerung ist die Farcot'sche in Fig. 184, S. 303.

Die Durchlaßkanäle im Vertheilungsschieber haben auf der Vorderseite gleiche Breite mit den Dampfwegen des Cylinders, verlaufen sich aber nach der Rückseite in je drei Mündungen, deren jede nur ein Drittel der Dampfwegbreite hat. Der Expansionsschieber besteht aus zwei von einander unabhängigen Platten mit je zwei Kanälen, welche eben so weit von einander abstehen, wie die Mündungen im Rücken des Vertheilungsschiebers, und auch dieselbe Breite haben; es kann also, wenn die vollen Theile des Vertheilungsschiebers und der Expansions-

platte einander gerade decken, der Dampf ungehindert in den Durchlaßkanal des Vertheilungsschiebers eintreten. In dieser Lage befindet sich die Expansionsplatte zu Anfang des Schieberhubes, und da sie unter der Einwirkung einer Feder durch Reibung vom Vertheilungsschieber mitgenommen wird, so verharrt sie auch in dieser Lage, bis ein fester Widerhalt die Reibung überwindet und die Expansionsplatte an der Fortsetzung ihrer Bewegung hindert. Dann geht der Vertheilungsschieber mit den Kanälen in seiner Rückenfläche an den Kanälen der Expansionsplatte vorüber, und der Dampfzutritt wird abgesperrt, wenn der Schieber noch um die Breite des Kanals fortgegangen ist. Der Vertheilungsschieber bewegt sich nun weiter unter der Expansionsplatte bis an das Ende seines Hubes fort, wobei die Kanäle im Rücken beständig geschlossen bleiben; bei der Rückkehr wiederholt sich derselbe Vorgang an der andern Expansionsplatte.

Fig. 184.



Der Widerhalt besteht in einem Daumen an einer durch eine Stopfbüchse in die Schieberkammer eingeführten Stange, durch deren Drehung den Expansionsplatten ein größerer oder kleinerer Daumendurchmesser dargeboten wird. Je größer derselbe ist, desto früher erfolgt die Absperrung, je kleiner, desto später; da nun aber der Anstoß spätestens mit Beendigung des Schieberhubes erfolgen muß, so ergibt sich hieraus zugleich, daß eine stärkere Cylinderfüllung als die, für welche die Kurbelstellung der äußersten Schieberstellung entspricht, nicht gegeben werden kann. Für einen Vertheilungsschieber ohne Voreilen wäre daher die stärkste Cylinderfüllung $1/2$; durch das Voreilen wird aber dieses Maximum etwas vermindert.

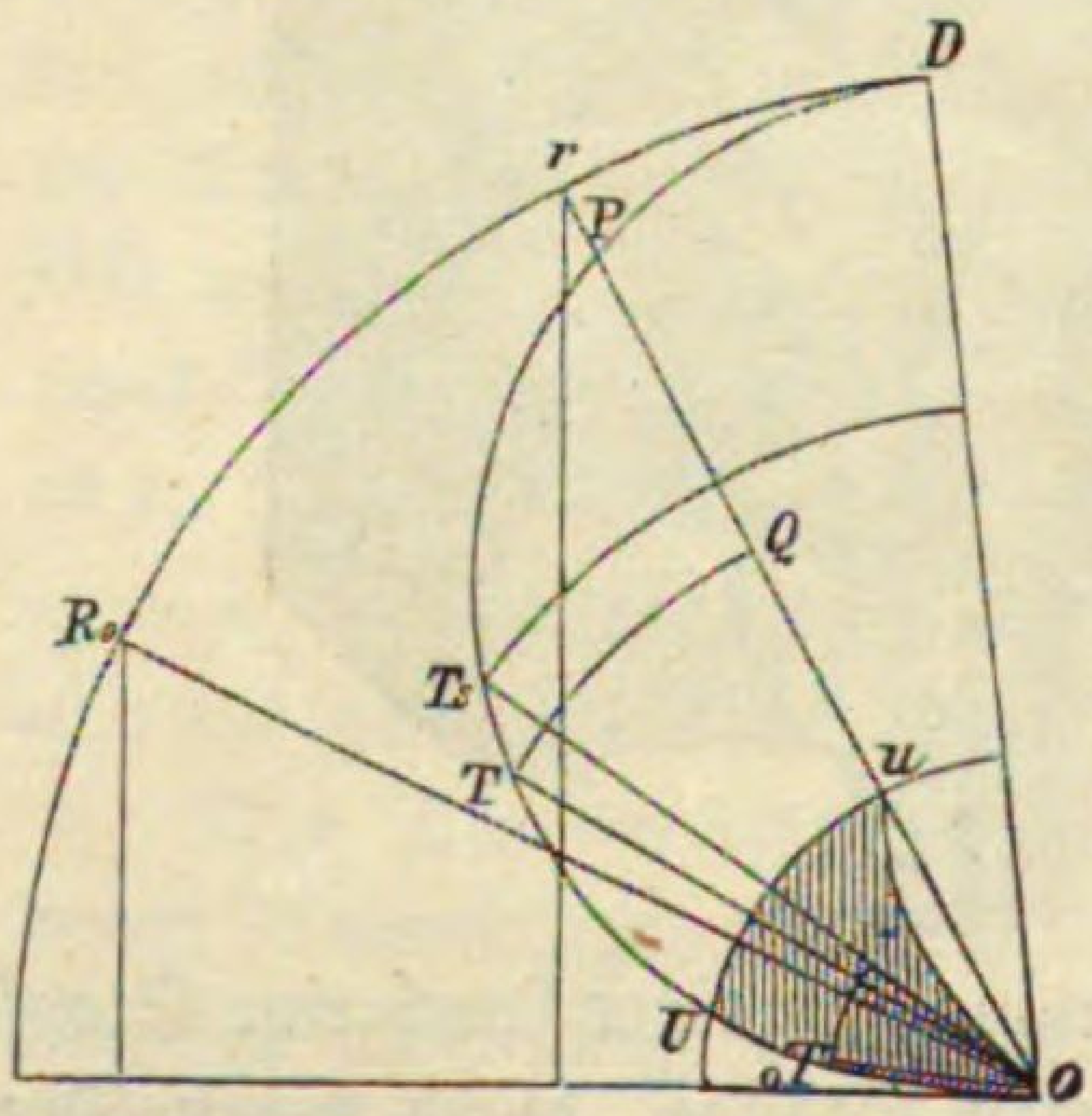
Der Einfachheit wegen geht die Daumenstange mit einem Gewinde

durch die Stopfbüchse; dieß hat zwar zur Folge, daß bei der Drehung der Stange der Daumen etwas seitlich verschoben wird; doch schadet dieß durchaus nichts, wenn nur die Neigung des Gewindes sehr schwach und die Nase am Schieber, welche den Anstoß an den Daumen bewirkt, breit genug ist.

Beim Beginn des Schieberhubes wird natürlich nicht bloß diejenige Platte, durch welche die Absperrung hervorgebracht wird, mitgenommen, sondern auch die andere; nur bleibt die letztere, so lange der Schieber seine Bewegungsrichtung nicht ändert, ohne Einfluß auf die Steuerung. Wenn aber der Schieber umkehrt, so soll die Platte so stehen, daß ihre Kanäle mit den Kanälen im Rücken des Schiebers zusammenfallen, damit der Dampf ungehindert eintreten kann. In diese Stellung wird sie durch einen am äußeren Ende einer jeden Platte angebrachten Bolzen gebracht, welcher noch vor Beendigung des Schieberhubs gegen den Kopf einer in der Schieberkastenwand befestigten Stellschraube anstößt.

Wir wollen uns nun den Dampfeintritt in den Vertheilungsschieber durch das Diagramm in Fig. 185 vergegenwärtigen. Der Kreis vom Durchmesser OD drückt den Weg des Schiebers von seiner mittleren Stellung an aus. Da nicht mehr Dampf in den Schieber eintreten kann, als die Breite der Einmündungskanäle zuläßt, so ziehen wir noch mit dieser Breite OU als Halbmesser einen Kreis, und es bleibt mithin unter allen Umständen der Dampfeintritt auf den Inhalt dieses Kreises beschränkt. Soll nun die Absperrung in der Kurbelstellung Or erfolgen, so drückt der Punkt u, in welchem Or den Kreis vom Halbmesser OU schneidet, im Diagramm die Lage an, bei welcher der Dampfeintritt aufhört. Die vor der absperrenden Kante des Schiebers vorweg gehende andere Kante des Schiebers hatte aber die Zutrittsbreite schon zu verengen angefangen, als die Expansionsplatte zur Ruhe kam, als also der Schieber noch den Weg Ou zu durchlaufen hatte. Wir tragen daher, wenn OP die der Kurbelstellung Or entsprechende Schieberablenkung ausdrückt, von P aus PQ = Ou radial einwärts auf, zeichnen mit OQ als Halbmesser einen Kreisbogen, der den Schieberkreis in T schneidet, und ziehen den Radiusvektor OT, der die Schieberablenkung für die beginnende Verengung, also die Lage des Schiebers

Fig. 185.



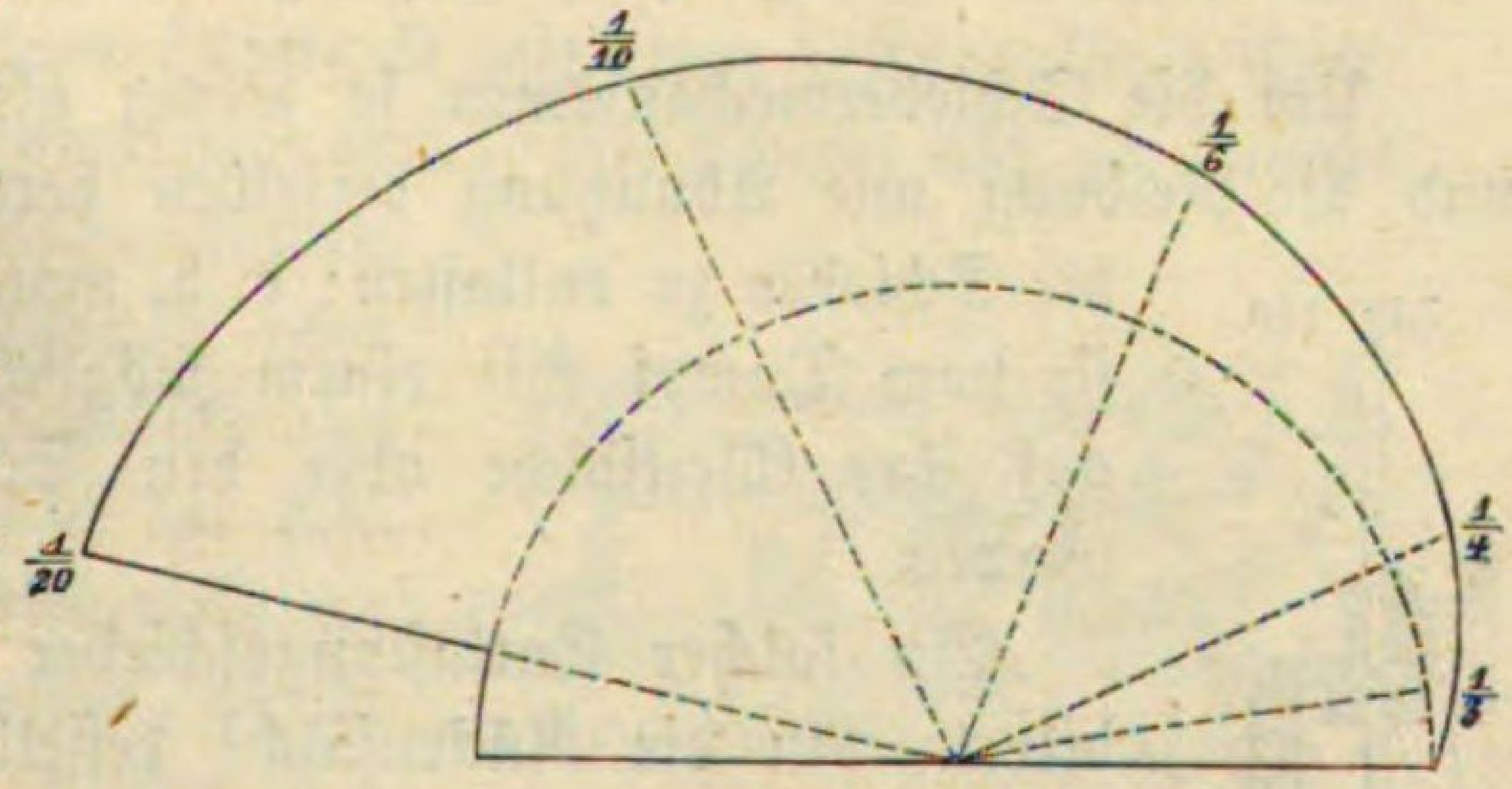
für die Berührung der Schiebernase mit dem Daumen ausdrückt. Die Kurve O u, welche die allmälige Verengung im Diagramm angibt, ist ein Kreisbogen, der durch die Punkte O und u und die Tangente O T hinlänglich bestimmt ist.

Für den größtmöglichen Füllungsgrad wird die Schieberablenkung, bei welcher die Expansionsplatte in Stillstand gesetzt werden muß, dadurch erhalten, daß wir den Radiusvektor O P in den Durchmesser O D verlegen und an diesem die beschriebene Konstruktion vornehmen. OT_5 ist die gesuchte Schieberablenkung.

Als den geringsten Füllungsgrad wollen wir beispielsweise $^1/_{20}$ annehmen; die entsprechende Kurbelstellung ist OR_0. In diesem Falle muß die Expansionsplatte zur Ruhe kommen, wenn die Schieberablenkung OT_0 ist.

Die Differenz der beiden Schieberablenkungen OT_5 und OT_0, welche den zulässigen Grenzen der Füllungsgrade entsprechen, drückt nun zugleich die Differenz zwischen dem größten und kleinsten Halbmesser des Daumens aus. Wenn daher der kleinste Halbmesser r_1 den Verhältnissen angemessen gewählt wird, so muß der größte $r_2 = r_1 + OT_5 - OT_0$ sein. Hiernach ist in Fig. 186 ein Daumen konstruirt. Da nur der kleinste und größte Halbmesser gegeben sind, so kann die Krümmungslinie in einer beliebigen Spirale bestehen. Verbindet man mit der Daumenwelle einen äußerlich sichtbaren Kreis, vor welchem ein fester Zeiger sich befindet, so kann man auf demselben die den verschiedenen Daumenstellungen entsprechenden Füllungsgrade auftragen. Man erhält dieselben sehr leicht aus dem Diagramm, da für jede Kurbelstellung O r der Zuwachs des Halbmessers am Daumen $OT_5 - OT$ betragen muß.

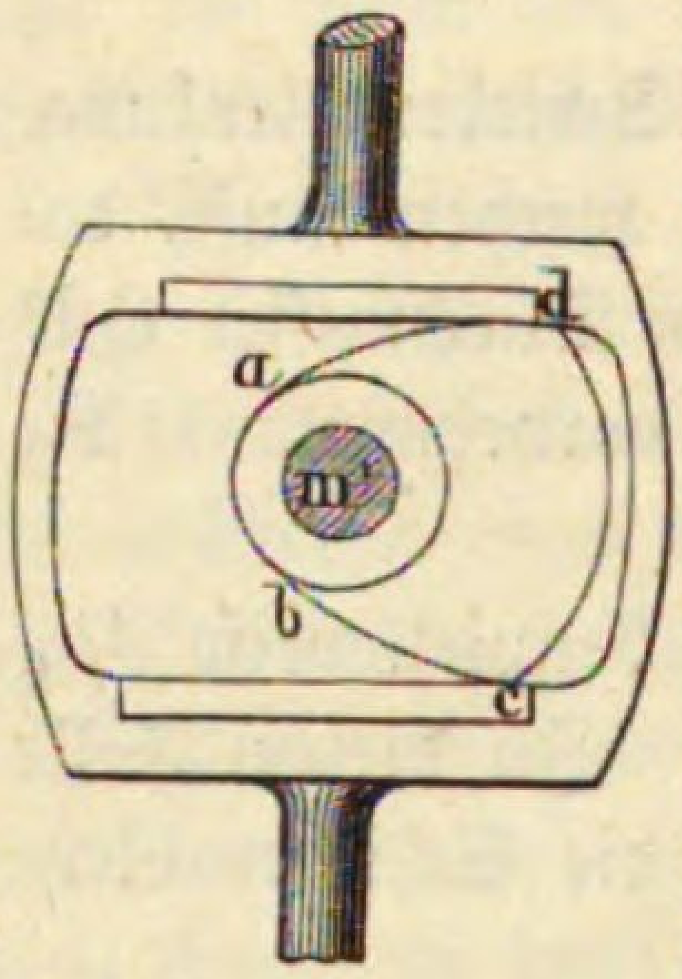
Fig. 186.



Bei zweicylindrigen Maschinen mit vertikalen Cylindern werden nicht selten an Stelle der Kreisexcenter Herzscheiben oder dreieckige Excenter zum Betriebe des Vertheilungsschiebers sowohl, als des Expansionsschiebers angewendet. Eine solche Herzscheibe besteht, wie Fig. 187, S. 306, zeigt, aus zwei Kreisbögen a b und c d, die von der Drehungsaxe m aus beschrieben sind, und zwei andern d a und b c, die die Excenter repräsentiren und die gegenüberliegenden Eckpunkte

zu Mittelpunkten haben. Die Excentricität dieser letzteren ist hiernach m c = m d. Die Herzscheibe ist in einen Rahmen eingeschlossen, vermittelst dessen sie auf die Schieberstange wirkt. Die Figur stellt die Herzscheibe des Vertheilungsschiebers in der Stellung dar, welche der äußersten Kolbenstellung entspricht; dieselbe hat also noch einen Bogen von 90 — δ zu durchlaufen, um den Schieber in seine tiefste Stellung überzuführen, in der er dann während einer weiteren Drehung von 90° verbleibt; dann erhebt er sich kurz vor der Umkehr des Kolbens, steigt während einer Drehung von 90° fort und verbleibt dann endlich während der letzten 90° in seiner höchsten Stellung, um den Turnus von neuem zu beginnen. Die Herzscheibe des Expansionsschiebers hat eine gleiche Konstruktion, eilt aber der des Vertheilungsschiebers um etwa 150° voraus.

Fig. 187.



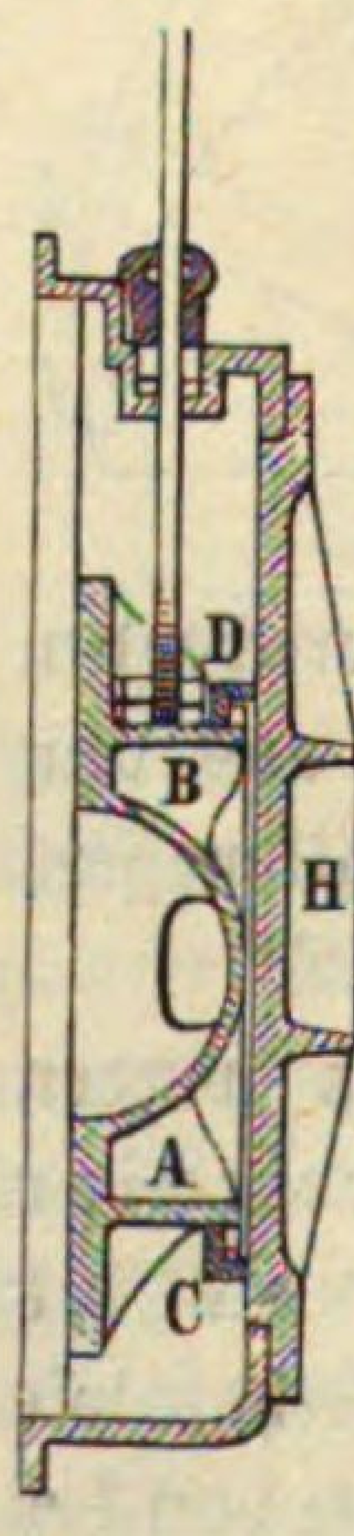
Man bezweckt durch diese Anordnung ein rascheres Oeffnen und Schließen der Dampfwege.

6.

Flache Entlastungsschieber.

Um die Schiebermechanismen so wenig als möglich anzustrengen und die Reibung und Abnutzung derselben herabzuziehen, sucht man die Schieber zu entlasten; d. h. man konstruirt sie so, daß sie vom Dampf mit einem möglichst geringen Ueberdruck auf ihre Gleitfläche oder den Schieberspiegel angepreßt werden.

Fig. 188.



Ein solcher Entlastungsschieber ist in Fig. 188 abgebildet. An die Rückenfläche desselben ist ein Ring A B angegossen, und über diesen, der auswendig abgedreht ist, ein inwendig ausgedrehter Messingring C D geschoben. Zwischen beide Ringe A B und C D ist dann noch ein dritter Ring eingelegt, der auf der gehobelten Fläche des Schieberkastendeckels H gleitet und durch eine in den Messingring gelegte Hanfpackung unter dampfdichtem Abschluß an denselben angedrückt wird.

Reuleaux trennt den entlastenden Ring vom Schieber, weil die Berührungsfläche zwischen demselben und dem Schieberkastendeckel schwer dicht zu halten ist. Derselbe befestigt nach Fig. 189, S. 307, die Entlastungsplatte E E mittelst einer auf ihren Rücken geschraubten Kautschuckplatte am Schieberkasten-

deckel I, und zwar so, daß sie etwas auf und niederspielen kann. Auf den Rücken g h des Schiebers ist sie dampfdicht aufgeschliffen, während ihre Höhlung durch die Oeffnungen i mit der freien Luft verbunden ist.

Dawes und Holt in Leeds trennen, Fig. 190, den Schieber und Ring ebenfalls und zwar durch eine Stahlplatte, welche durch ihre

Fig. 189.

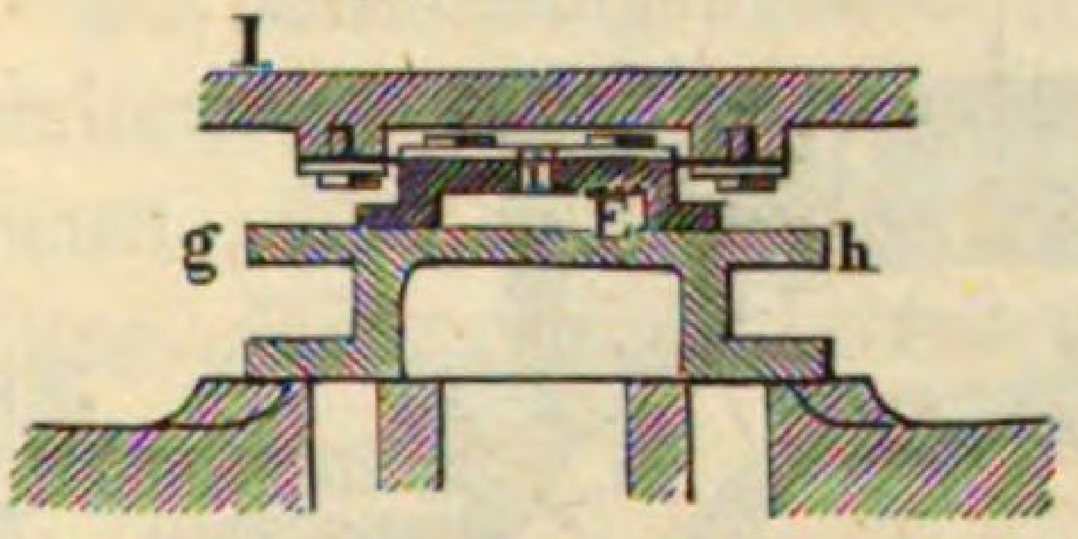
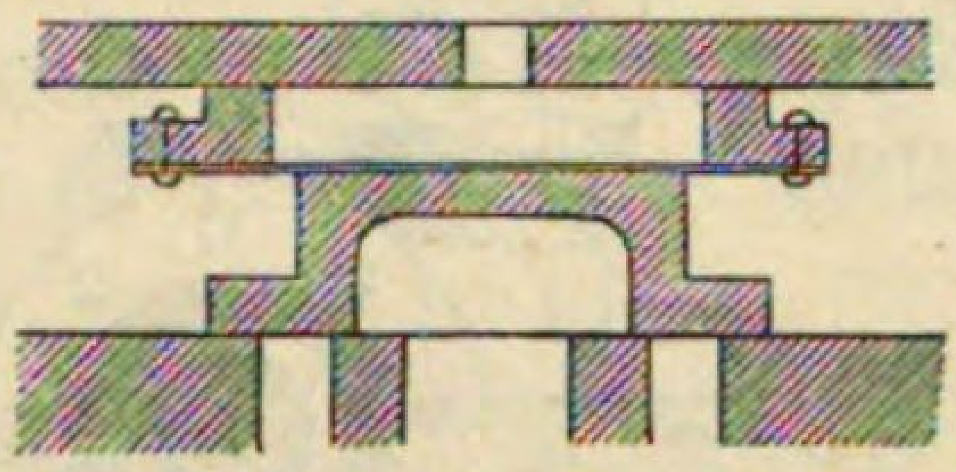


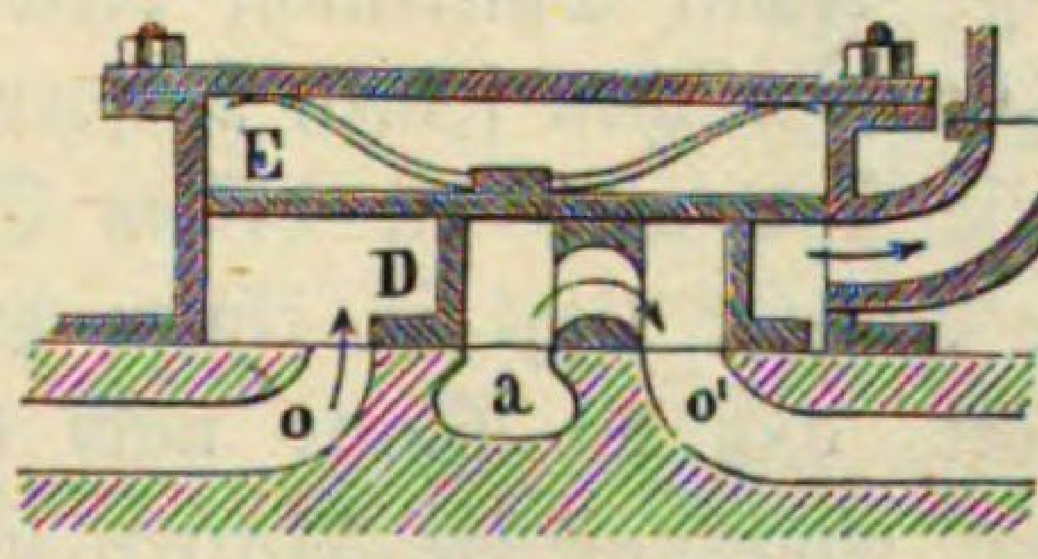
Fig. 190.



Spannung den Schieber gegen den Boden und den Ring gegen den Deckel des Schieberkastens drückt. Ring und Schieber sind an der Platte befestigt, so daß alle drei Theile ein Ganzes bilden. Der Deckel hat eine Oeffnung, um der äußern Luft Zutritt zur Stahlplatte zu gestatten. Erscheint unter dieser Oeffnung kein Dampf, so ist der dichte Verschluß und ebenso auch die Entlastung gesichert.

Bei dem Schieber in Fig. 191 erfolgt die Dampfvertheilung dem herrschenden Gebrauche entgegengesetzt; d. h. der Dampf tritt durch die gewöhnliche Austrittsöffnung ein und durch die Schieberkammer aus. Der Schieber besteht in einer Platte D mit einer rektangulären Oeffnung von der Breite der Dampfwege und so viel Länge, daß der Dampf abwechselnd gegen beide Kolbenflächen treten kann, die Schieberöffnung aber dabei immer mit der Eintrittsöffnung a in Verbindung bleibt. Auf der hinteren Seite wird die Schieberöffnung durch eine Platte E geschlossen, welche durch Federn gegen den Rücken des Schiebers angedrückt wird. Der Druck der Federn muß natürlich größer sein, als der Dampfdruck, welcher von innen auf die Platte wirkt. In die Platte E können kleine Vertiefungen eingeschnitten werden, welche den Dampfwegen o o′ unmittelbar gegenüber liegen, so daß der Schieber in jeder Stellung an seiner Rückenfläche denselben Druck erleidet, wie an seiner Vorderfläche.

Fig. 191.



Die Gebrüder Mazeline in Havre suchen den Druck auf den Schieber dadurch herabzuziehen, daß sie dem letzteren konvergirende Seitenflächen geben, mit denen er zwischen zwei nach einem gleichen Winkel konvergirenden Bahnen geleitet. Beide Bahnen sind mit je zwei Eintritts- und einer Austrittsöffnung derart versehen, daß die Eintrittsöffnungen einerseits und die Austrittsöffnungen andererseits ein-

ander gegenüber liegen. Dieser Schieber ist auch in etwas modificirter Gestalt und in Verbindung mit einem Meyer'schen Expansionsschieber zur Anwendung gebracht worden.

Die an den Dampfcylinder A (Fig. 192 und 193) angegossenen Dampfwege, a für den Eintritt und b für den Austritt, endigen in

Fig. 192.

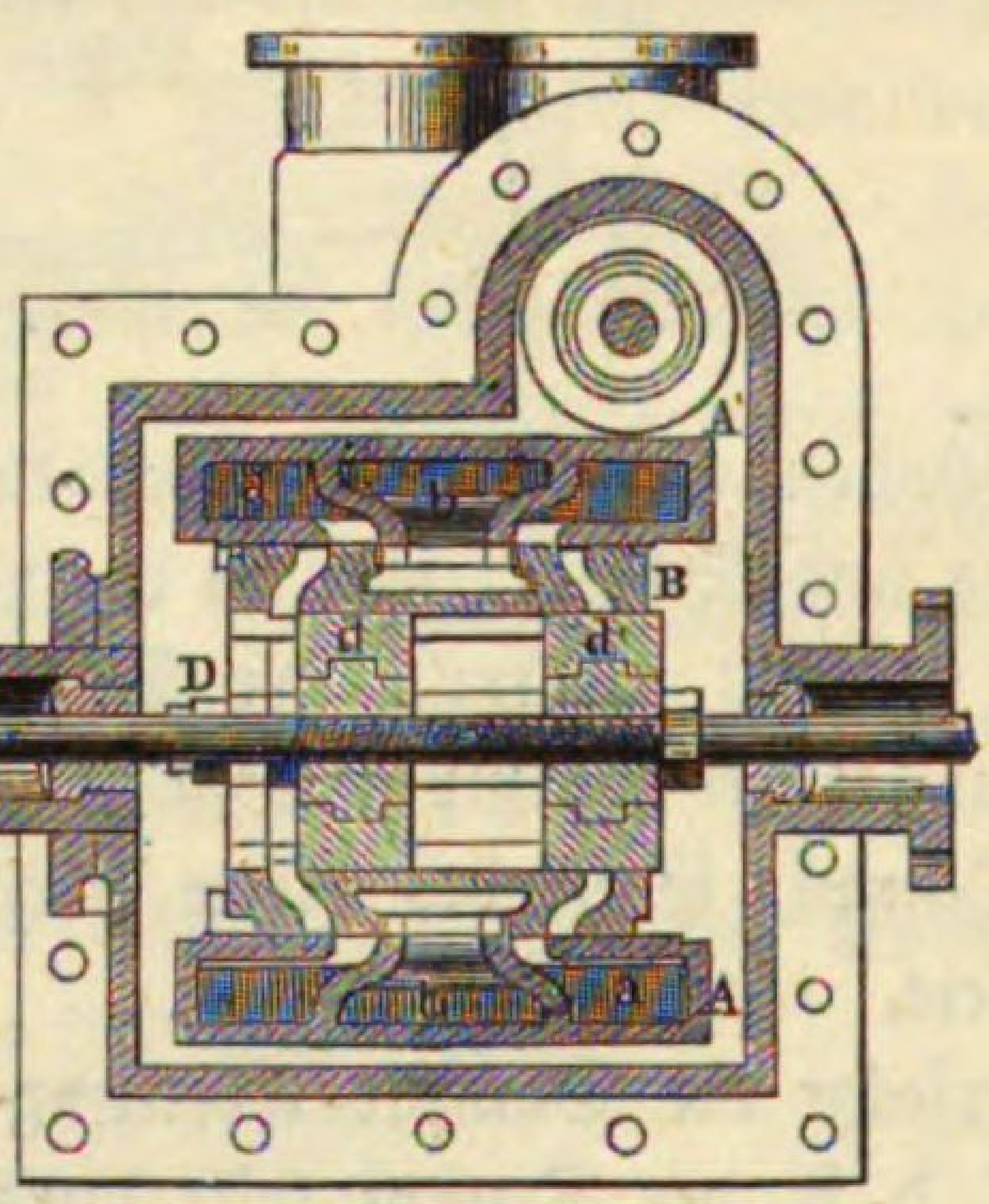
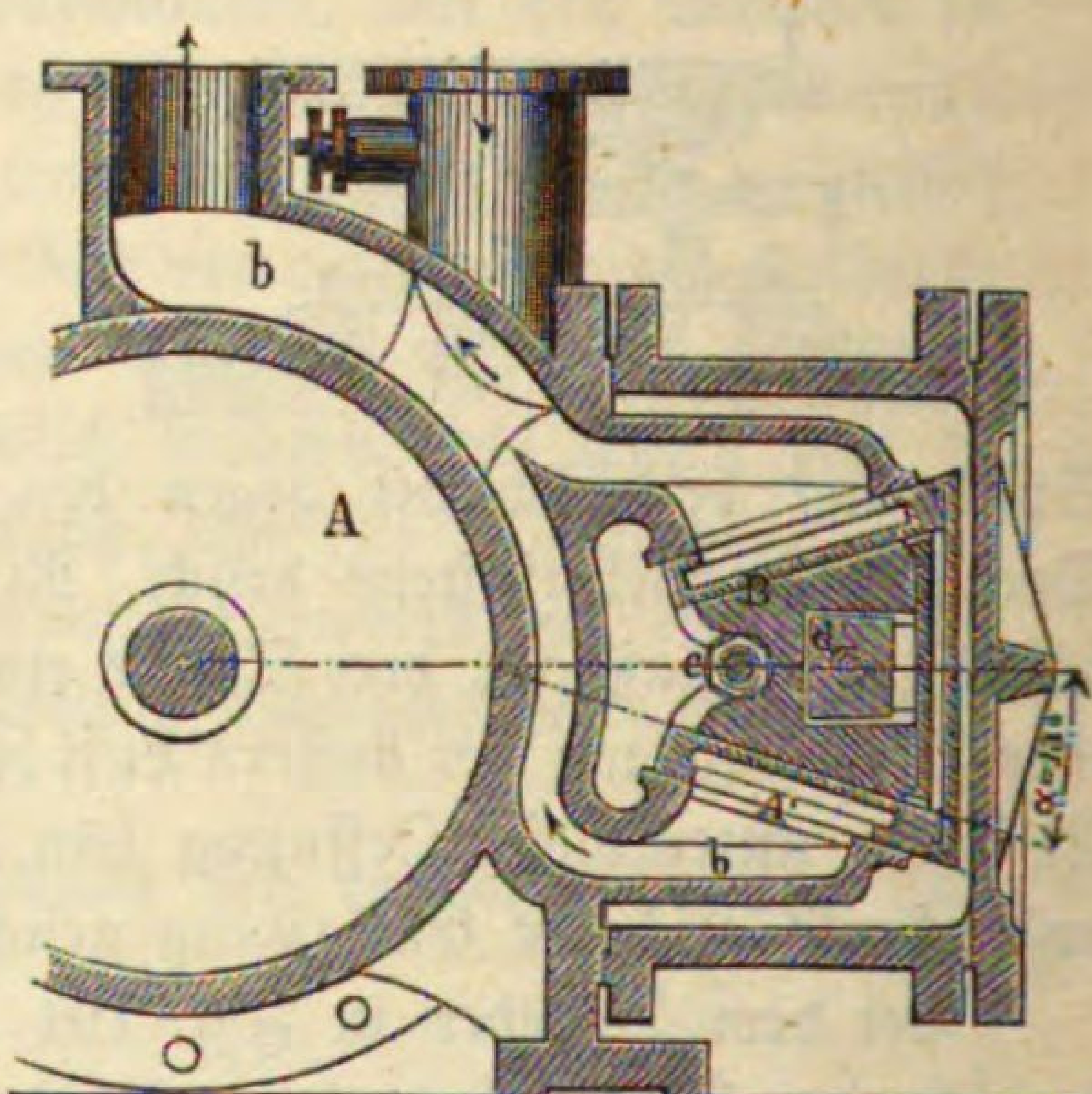


Fig. 193.



zwei vorspringende, nach dem Cylinder hin konvergirende Leisten A', welche dem zwischen ihnen sich bewegenden Vertheilungsschieber B als Spiegel dienen. c ist die Schieberstange; das Loch im Schieber, durch welches sie hindurchgesteckt ist, ist etwas weiter als die Schieberstange selbst, damit Spielraum bleibt, um den Schieber nach erfolgter Abnutzung zwischen seinen keilförmigen Spiegeln nachzuziehen. In gleicher Weise sind auch die beiden Expansionsplatten d und d' eingerichtet; jede Mutter liegt in einem von der Platte selbst gebildeten Rahmen derart, daß die Platte nach erfolgter Abnutzung nachgezogen werden kann, ohne daß die Mutter und die mit den Schraubengewinden versehene Stange D ihren Ort verändern.

Um mit einem solchen keilförmigen Schieber gute Resultate zu erhalten, muß man den Winkel, welchen die Spiegel mit der durch die Längenaxe des Schiebers gelegten Horizontalebene einschließen, größer als den Reibungswinkel machen, welcher dem Metall auf Metall ohne fette Schmierung entspricht. Da nun für einen Reibungskoefficienten $= 0{,}18$ der Reibungswinkel $10^1/_2{}^0$ beträgt, so muß der Konvergenzwinkel der Spiegel mindestens 22^0 betragen, wofür der Sicherheit wegen 26^0 zu nehmen ist. Bei einer solchen Konvergenz vermeidet man das Klemmen des Schiebers, und der Schieber geht jedesmal, wenn er durch einen außergewöhnlichen Druck an die Spiegel angepreßt worden war, nach dem Aufhören dieses Druckes von selbst in seine normale

Lage zurück. Der Druck auf die Schieberfläche ist proportional dem Sinus desselben Konvergenzwinkels, und es arbeitet daher dieser Schieber nur unter dem sin 13° = 0,225fachen desjenigen Druckes, unter dem ein gewöhnlicher ebener Schieber arbeitet. Dieser Druck ist gerade ausreichend, um dem Schieber einen dampfdichten Anschluß an seinen Spiegel zu verleihen.

Die Entlastungsschieber sind meistens komplicirt und schwierig dampfdicht zu erhalten, weßhalb sie immer weniger zur Anwendung kommen. Nach Müller-Melchiors waren sie an der Wiener Weltausstellung „fast gar nicht vertreten".

7.

Kreisschieber.

Die erste erfolgreiche Anwendung der Kreisschieber auf dem Kontinent rührt von R. Wilson her, der seine Konstruktion sich im Jahre 1853 in England patentiren ließ und seitdem bei vielen Maschinen, namentlich Dampfhämmern, angebracht hat.

Fig. 194 und 195 zeigen den Wilson'schen Kreisschieber in zwei rechtwinklig gegen einander gelegten Vertikaldurchschnitten. Derselbe hat im Aeußern die Gestalt eines cylindrischen oder schwach konischen Hahnen

Fig. 194.

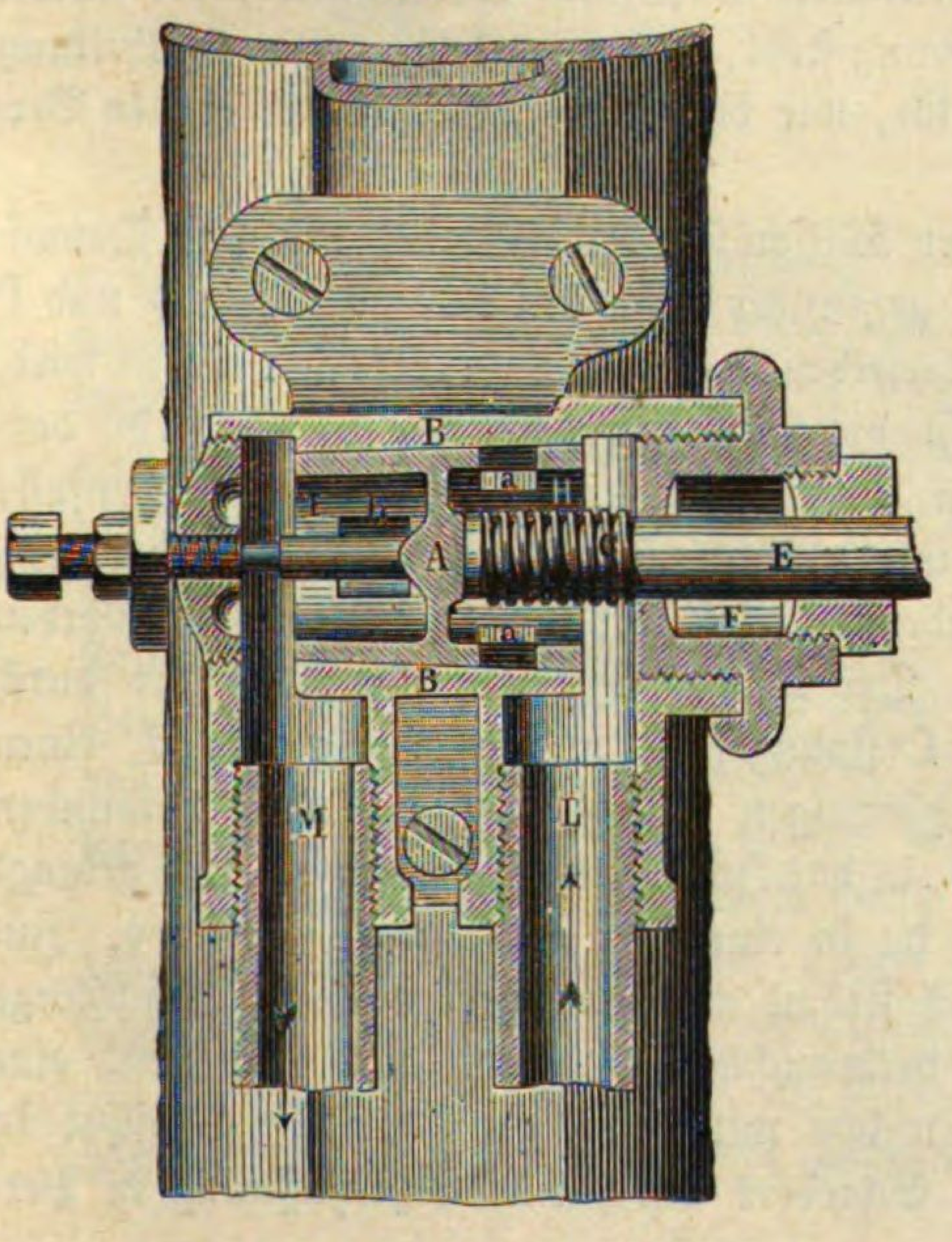
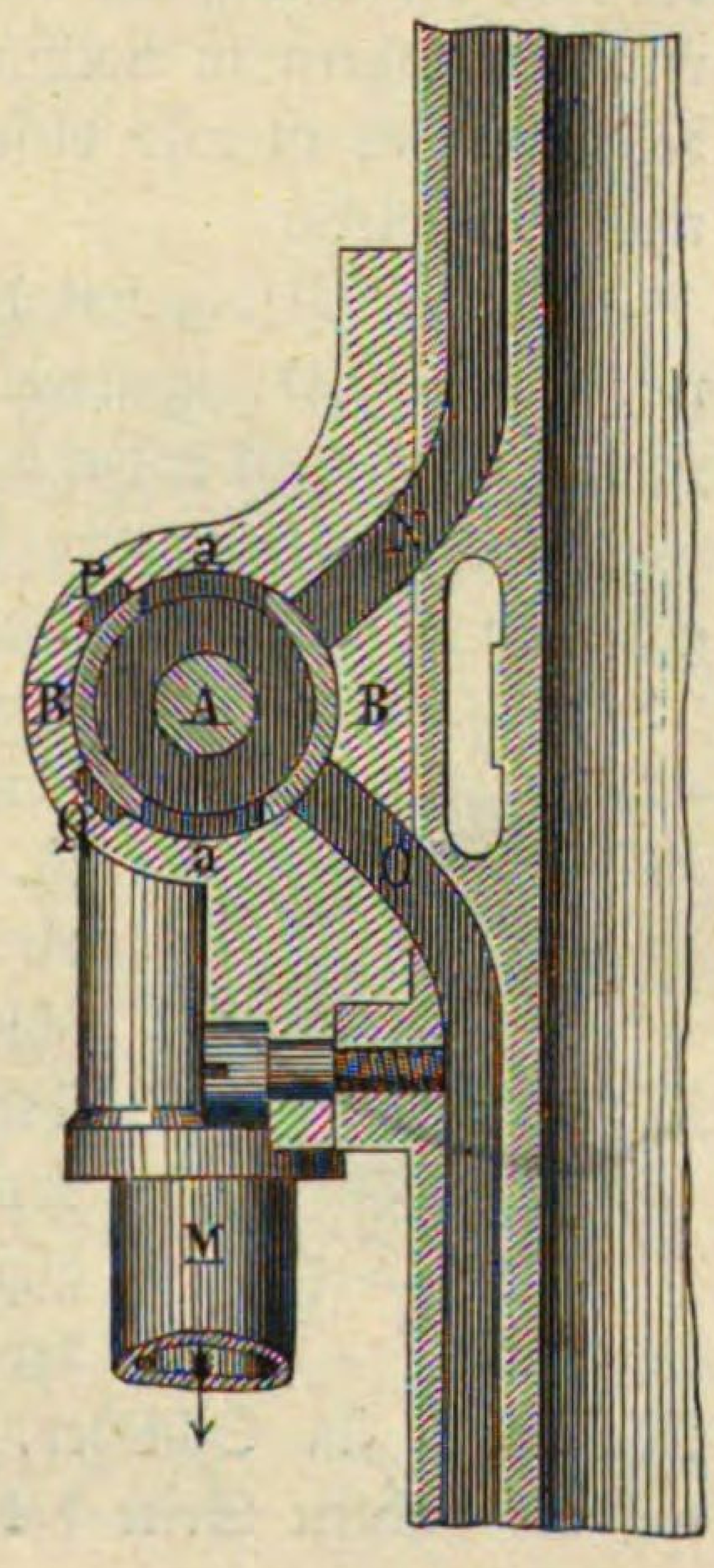


Fig. 195.

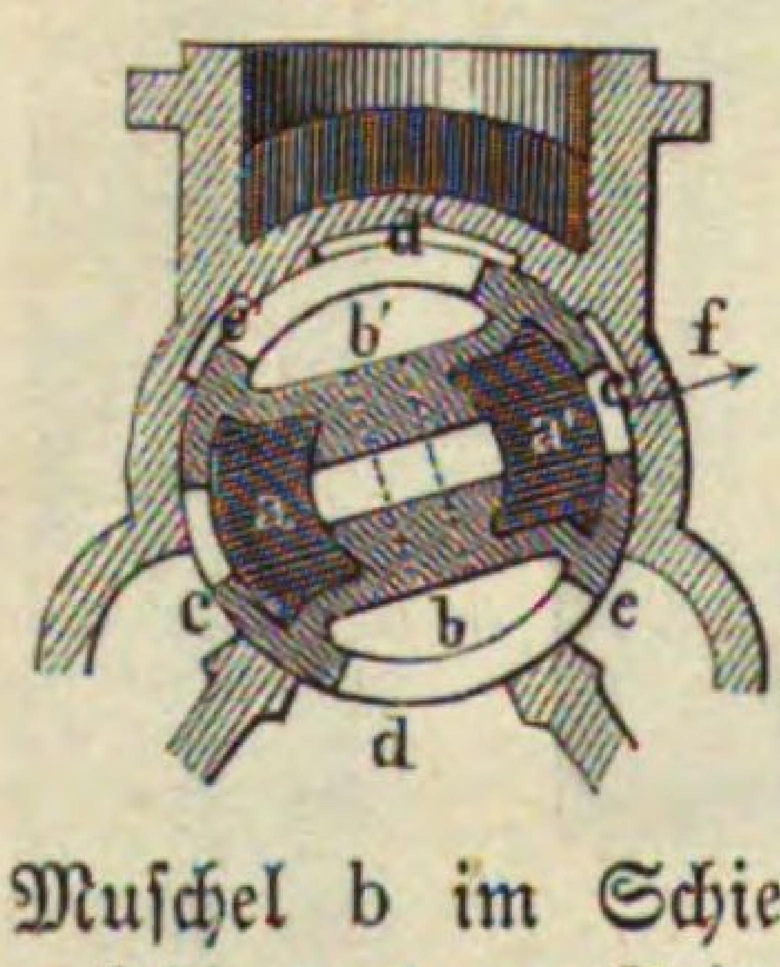


und erhält eine ununterbrochen drehende oder eine oscillirende Bewegung. Er dreht sich dampfdicht in einem Gehäuse B, in welches er gut eingepaßt ist, und wird durch eine Feder C nach dem schmäleren Ende zu gedrückt. Diesem Drucke wirkt eine Stellschraube entgegen, welche von dem schmäleren Ende aus in das Gehäuse eintritt und um deren Spitze sich die Schieberspindel E dreht, die auf der anderen Seite durch die Stopfbüchse F eingeführt ist. Der Schieber wird durch eine Scheibe A, welche zugleich zur Verbindung mit der Spindel dient, in zwei Abtheilungen getheilt. Jede Abtheilung des Schiebers ist mit einem Paar Oeffnungen a a und b b versehen, welche einander in jeder Abtheilung diametral gegenüber stehen, jedoch so angeordnet sind, daß die Oeffnungen der einen Abtheilung gegen die der andern um einen Quadranten verstellt sind. Die Abtheilung H kommunicirt mit dem Dampfeintrittsrohr L und die Abtheilung I mit dem Austrittsrohr M. Die Dampfwege N und O vom obern und untern Theile des Dampfcylinders kommuniciren mit dem Innern des Schiebergehäuses B durch Oeffnungen, welche in der Axenrichtung des Schiebers so weit verlängert sind, daß sie über beide Oeffnungspaare a und b reichen und daher abwechselnd die Verbindung mit dem weitern Theile H und dem engern I herstellen. Da die Dampfwege N und O ebenso, wie die Oeffnungen a und b rechtwinklig gegen einander stehen, so folgt hieraus, daß, wenn der eine Dampfweg mit dem weitern Hahnstücke kommunicirt, der andere mit dem engern in Verbindung steht, und umgekehrt. Die Vertheilung des Dampfes ist also dieselbe, wie bei einem gewöhnlichen ebenen Vertheilungsschieber.

Seinen Erfolg hat der Wilson'sche Kreisschieber den den Dampfwegen N und O diametral gegenüber liegenden Aussparungen Q und P zu verdanken, weil er durch dieselben, wenigstens zum Theil, entlastet wird.

Noch vollkommener ist die Entlastung bei der in Fig. 196 dargestellten Konstruktion von Schwartzkopf in Berlin, welche ebenfalls bereits vielfach für Dampfmaschinen der verschiedensten Art mit Erfolg angewendet worden ist. Der Dampf tritt von der Seite her durch die Oeffnungen a und a', welche durch einen schlitzförmigen Kanal mit einander verbunden sind, in das Innere des Schiebers ein und gelangt von da in einen der Dampfwege c oder e. Zugleich strömt aus dem andern dieser Dampfwege der verbrauchte Dampf aus und tritt durch eine Muschel b im Schieber, welche mit einer ganz gleichen Muschel b' auf der andern Seite des Schiebers durch eine Schlitzöffnung in Ver-

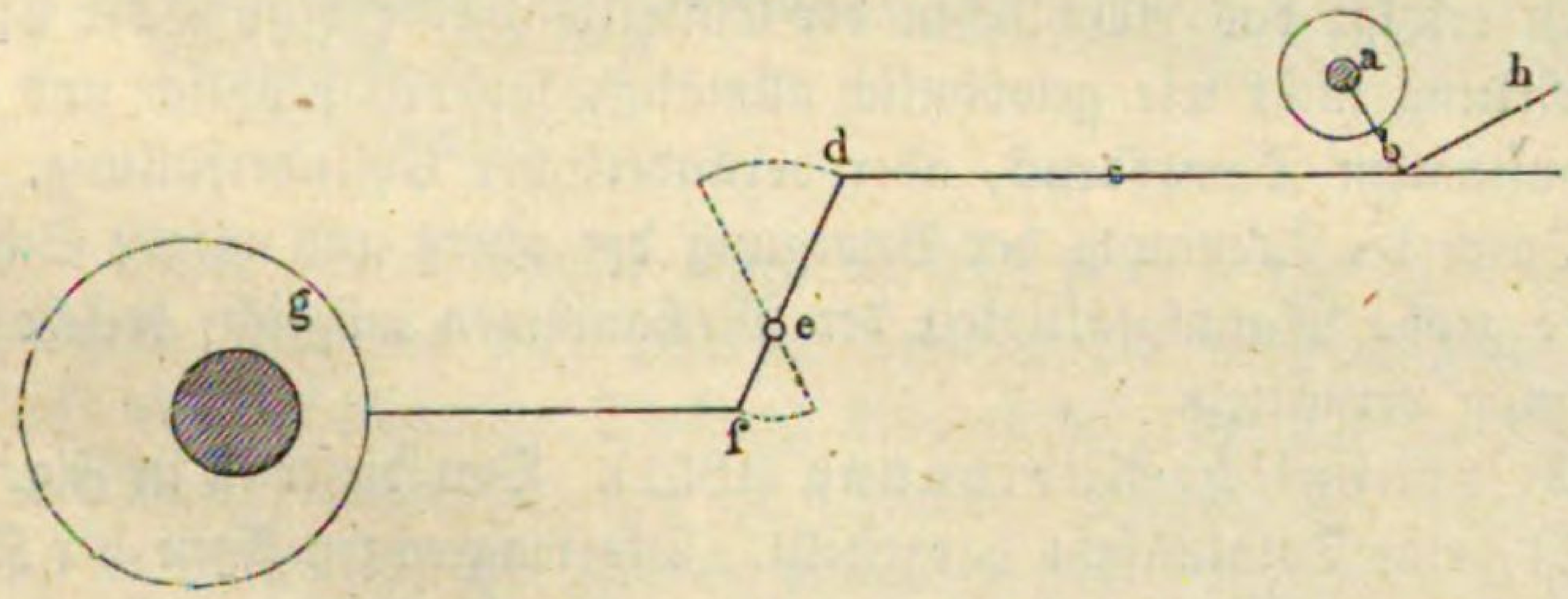
Fig. 196.



bindung steht, in den Ausblasekanal d. Die Entlastung wird hier durch die den drei Dampfwegen c, d, e gegenüber liegenden Aussparungen c', d', e' des Schiebergehäuses hervorgebracht. Wären diese Aussparungen nicht vorhanden, so würde bei der gezeichneten Stellung ein Ueberdruck des Dampfes in der Richtung des Pfeils f wirken, indem der Dampfdruck auf die die Oeffnung c überragende Schieberdeckfläche, da er auf die äußere und innere Fläche derselben gleich stark drückt, aufgehoben wird, während der Dampfdruck auf die entgegengesetzten Deckflächen von a' bestehen bleiben würde; die Aussparung c' aber bewirkt, indem der Dampf in dieselbe hineintritt, daß der Druck desselben auch auf diese der Einströmungsöffnung gegenüber liegenden Deckflächen von beiden Seiten gleich stark wirkt, so daß der Ueberdruck nach der Richtung des Pfeils f aufgehoben wird.

Der Kreisschieber erhält von der Schwungradwelle aus eine hin und her drehende Bewegung. Zu diesem Zwecke ist, wie die Skizze in Fig. 197 veranschaulicht, an der Schieberspindel a ein einarmiger Hebel

Fig. 197.



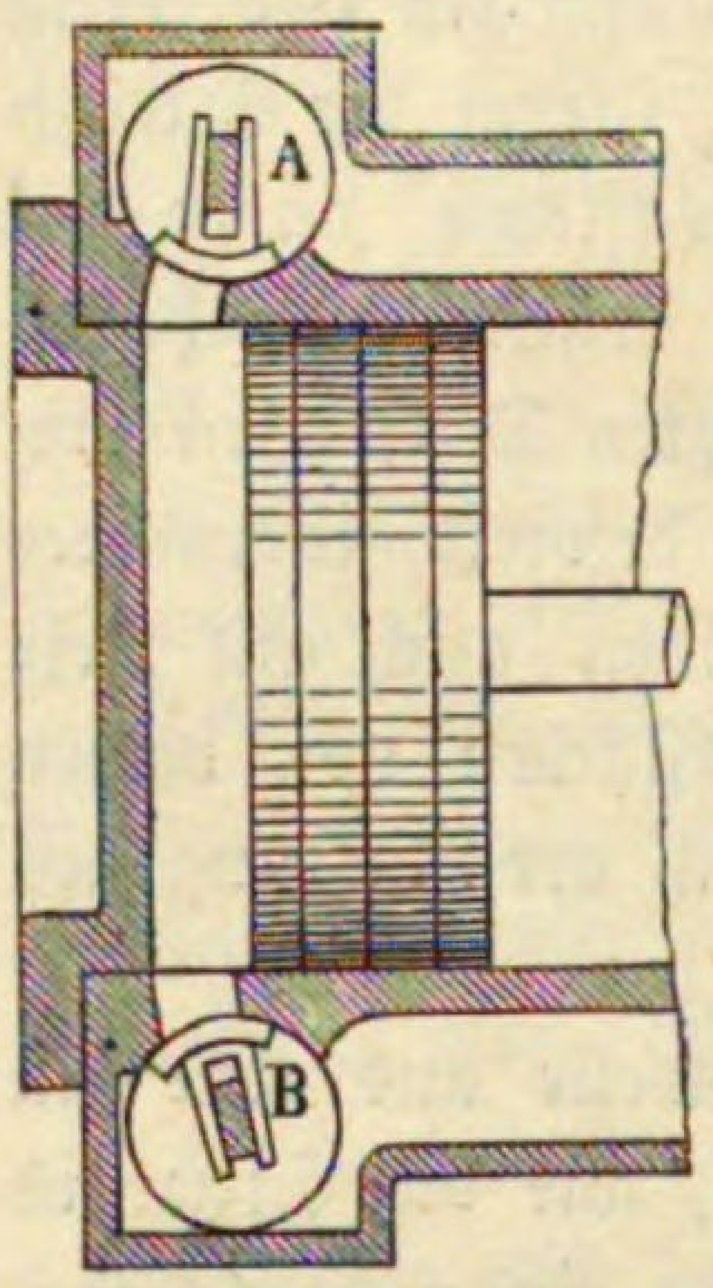
b befestigt, der durch die Zugstange c mit dem um die Axe e drehbaren, zweiarmigen Hebel d f verbunden ist. Das Ende f des letztern wird von der Stange eines auf der Schwungradwelle steckenden Excenters g ergriffen. Die kontinuirlich drehende Bewegung des Excenters g wird dadurch, daß der Arm d e des Hebels d e f länger ist, als der Arm e f desselben, in eine alternirend drehende umgesetzt. Die Zugstange c ruht nur mit halber Pfanne auf dem Zapfen des einarmigen Hebels b auf, der seinerseits mit einem Handgriff h versehen ist, so daß, wenn die Zugstange ausgehoben ist, der Schieber mit der Hand durch den Handgriff gesteuert werden kann.

Chelius bringt die Expansion durch zwei in einander gesteckte Kreisschieber hervor, von denen der äußere den Vertheilungsschieber, der innere den Expansionsschieber repräsentirt.

Bei der Maschine von G. H. Corliß (Providence, Nordamerika) befindet sich an jedem Ende des Dampfcylinders oben und unten ein

Kreisschieber. Die obern A, Fig. 198, dienen für den Eintritt des Dampfes, die untern B für den Austritt desselben. Diese Anordnung sowie die Art der Bewegung der Schieber bringt folgende vorzügliche Eigenthümlichkeiten.

Fig. 198.



Der Dampf geht nicht, wie bei den gewöhnlichen Schiebermaschinen, durch den nämlichen Kanal ab und zu. Zufluß und Abfluß haben ihre eigenen Oeffnungen und zwar der Abfluß eine weitere als der Zufluß, wie es auch sein soll.

Liegt der Cylinder wagrecht, was gewöhnlich der Fall ist, so kann das Wasser, das sich im Cylinder vorfindet, in größern Massen mit Leichtigkeit abgeführt werden.

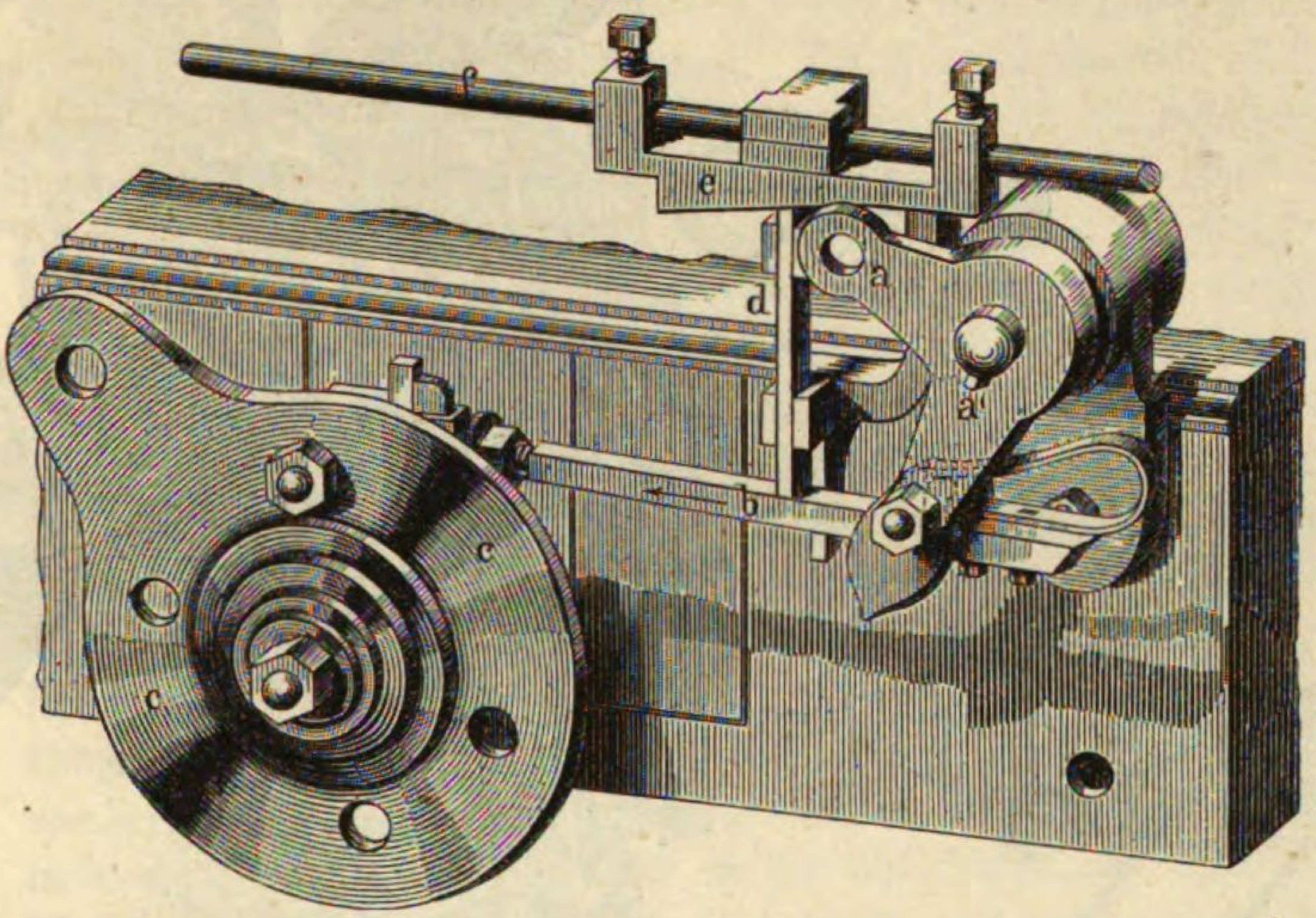
Der schädliche Raum, soweit er herrührt vom Dampfkanal zwischen Schieberkasten und Cylinder, ist weit kleiner als bei den gewöhnlichen flachen Schiebern. Die Bewegung der Austrittsschieber ist stetig und immer dieselbe; dagegen erfolgt das Abschließen der Eintrittsschieber behufs der Expansionswirkung nicht wie gewöhnlich allmälig, sondern plötzlich und zwar mit konstantem Dampfdruck, aber veränderlicher Cylinderfüllung.

Durch die Trennung der Bewegung der obern und untern Schieber ist eine große Mannigfaltigkeit der Mechanismen möglich, welche diese Bewegung vermitteln.

Ursprüngliche Anordnung (1851). Von dieser ist in Fig. 200, S. 314, eine Totalansicht dargestellt. Die wagrechten Axen der Kreisschieber sind durch Winkelhebel a a′ (Fig. 199, S. 313) und Zugstangen b mit einer gemeinschaftlichen Scheibe c verbunden, die durch die Stange eines auf die Schwungradwelle aufgekeilten Excenters in eine oscillirende Bewegung versetzt wird. Die Verbindung der Zugstange b mit dem Winkelhebel a a′ ist nicht fest, sondern selbstthätig auslösbar. An der hinteren Fläche des Armes a′ ist nämlich eine Klaue befestigt, welche bei der Bewegung der Zugstange b in der Richtung des Pfeils von dieser mitgenommen wird und den Kreisschieber in diejenige Stellung bringt, bei welcher er für den Dampfeintritt geöffnet ist. Nun befindet sich zwischen der Zugstange b und dem Widerhalt e, den wir uns vorläufig fest stehend denken wollen, eine zwischen vertikalen Führungen leicht bewegliche Stange d, die vermöge ihres Gewichtes auf der Zugstange b aufruht. Bei der weiteren Bewegung in der Richtung des Pfeils hebt sich die Stange b, es wird mithin auch die Stange d gehoben, und endlich stößt die letztere mit ihrem oberen Ende an den festen Widerhalt e an. Von jetzt an übt die Stange d auf die

Zugstange b, deren Bewegung nach links immer weiter fortgesetzt wird, einen Druck nach unten aus, und dadurch wird die Klaue des Armes

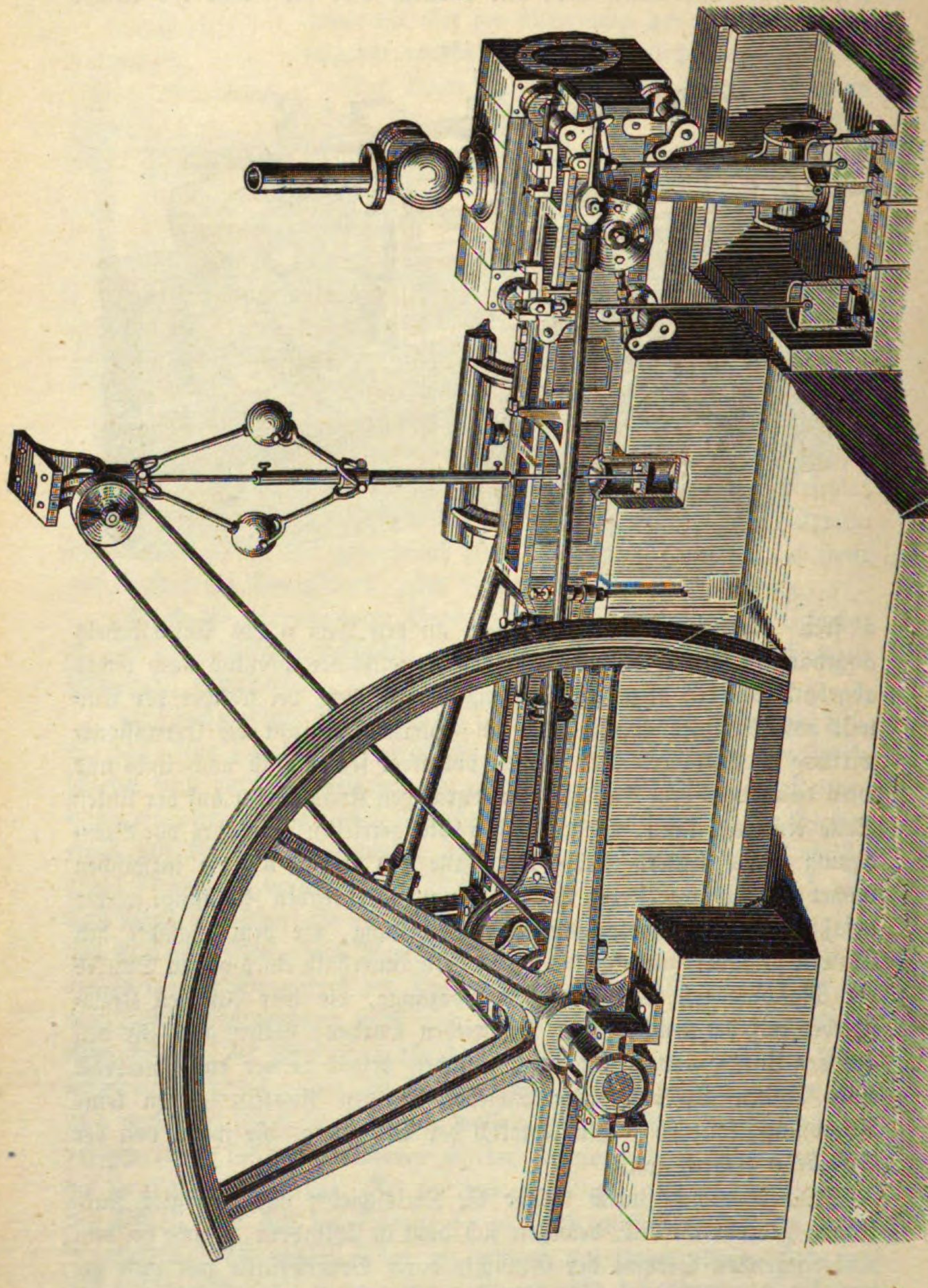
Fig. 199.



a' frei. Unter dem Einflusse eines an den Arm a des Winkelhebels angehängten Gewichtes wird jetzt der Kreisschieber plötzlich nach rechts abgelenkt und in diejenige Stellung übergeführt, bei welcher der Eintritt des Dampfes abgeschlossen ist. Hiermit beginnt die Expansionswirkung im Cylinder. Der Kolben vollendet seinen Hub nach links und wird dann von dem Dampfe, der durch den Kreisschieber auf der linken Seite eintreten kann, wieder nach rechts getrieben, bis kurz vor Beendigung dieses letztern Hubes die Klaue des Armes a', die inzwischen immer ausgelöst geblieben ist, von der zurückkehrenden Zugstange wieder gefaßt und der Kreisschieber in die Stellung, die dem Dampfe den Eintritt gewährt, zurückgeführt wird. Die innerhalb eines vollen Spieles der Maschine sich wiederholenden Vorgänge, die hier für den Kreisschieber auf der rechten Seite beschrieben wurden, gelten auch für den auf der linken Seite; nur liegt zwischen beiden immer das Intervall eines halben Spieles. Die Schieber für den Austritt haben keine Auslösung, sondern folgen lediglich der Bewegung, die ihnen von der Scheibe c ertheilt wird.

Die Gewichte, durch welche die Kreisschieber nach erfolgter Auslösung gedreht werden, bewegen sich dicht in Cylindern, welche bei dem vorhergehenden Steigen der Gewichte durch Bodenventile mit Luft gefüllt wurden. Sinkt nun das Gewicht, so setzt ihm das Luftkissen einen

Fig. 200.



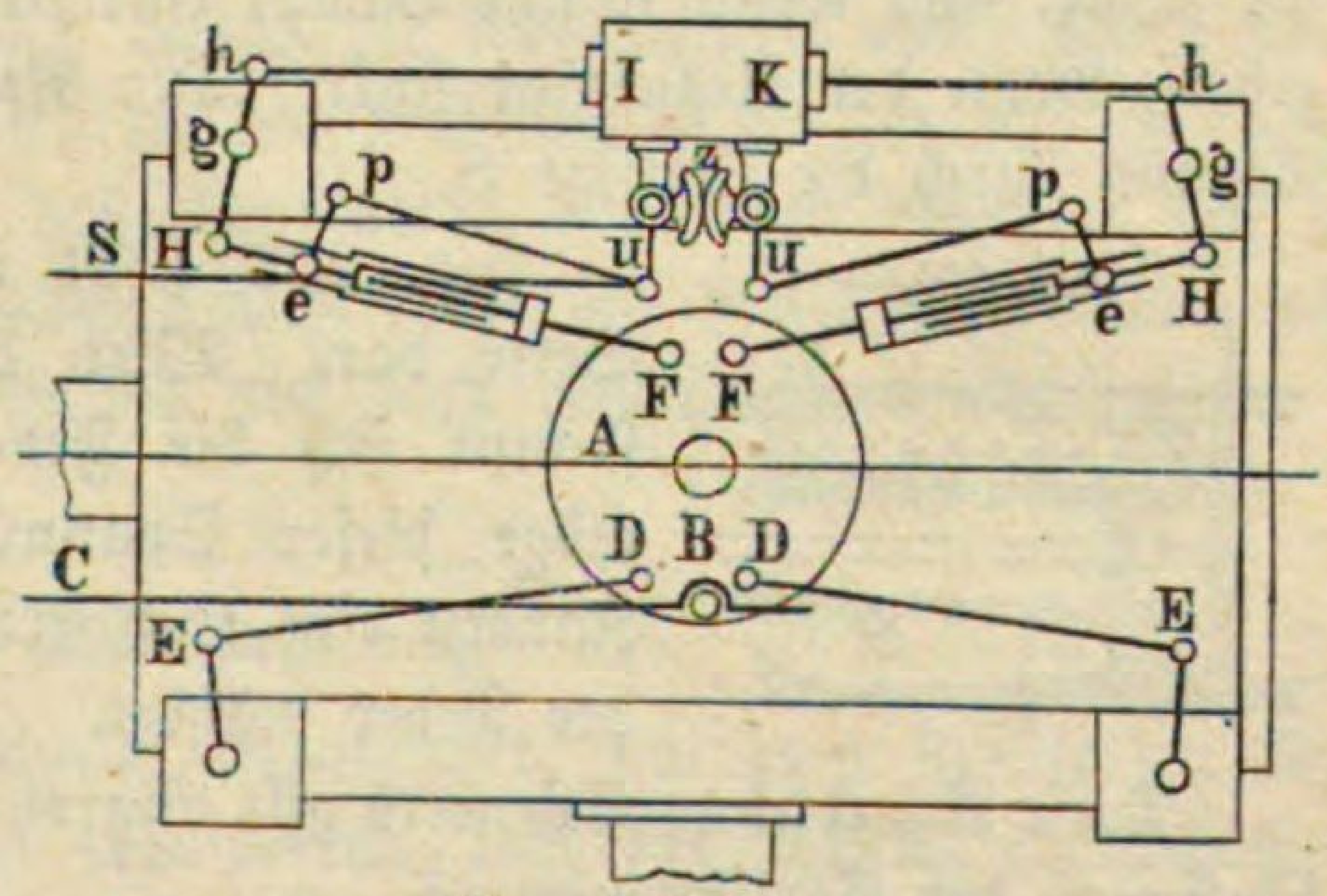
elastischen Widerstand entgegen, welcher den Fall verzögert, ohne einen schädlichen Stoß hervorzubringen.

Der Widerhalt e, der bei der Erläuterung der Schieberbewegung vorläufig als feststehend angenommen wurde, erhält von dem Regulator eine hin und her gehende Bewegung. Durch die wechselnde Geschwindigkeit der Maschine werden die Regulatorkugeln und die durch Gelenkstangen mit ihnen verbundene Regulatorwelle, welche innerhalb ihres Triebrades verschiebbar ist, bald gehoben, bald gesenkt. Diese Vertikalbewegung wird durch einen Winkelhebel auf die Stange f übertragen und in eine Horizontalbewegung umgesetzt. Der Widerhalt e, welcher an die Stange f festgeschraubt ist, hat unten, insoweit er mit der Stange d in Berührung steht, eine schiefe Ebene. Steigen die Kugeln in Folge vergrößerter Geschwindigkeit der Maschine, so werden die Stange f und der Widerhalt e nach rechts abgelenkt, und die Auslösung des Winkelhebels a a', durch welche die Schieberöffnung verschlossen wird, erfolgt um so früher, je größer diese Ablenkung ist. Umgekehrt erfolgt die Auslösung später, wenn die Kugeln bei abnehmender Geschwindigkeit der Maschine sinken und der Widerhalt nach links verschoben wird. Hierdurch ist die Cylinderfüllung von der Geschwindigkeit der Maschine abhängig gemacht und wird um so kleiner, je größer die letztere ist, und umgekehrt. Das untere Ende der Regulatorwelle verläuft in eine Scheibe, die in einem mit Wasser gefüllten Cylinder sich bewegt, ohne am Umfange dicht abzuschließen.

Eine weitere Eigenthümlichkeit der Corlißmaschine besteht darin, daß zwischen den Cylinder und das Lager der Triebwelle ein fester Rahmen eingelegt ist, dessen cylindrische Höhlung als Führung für das freie Ende der Kolbenstange dient.

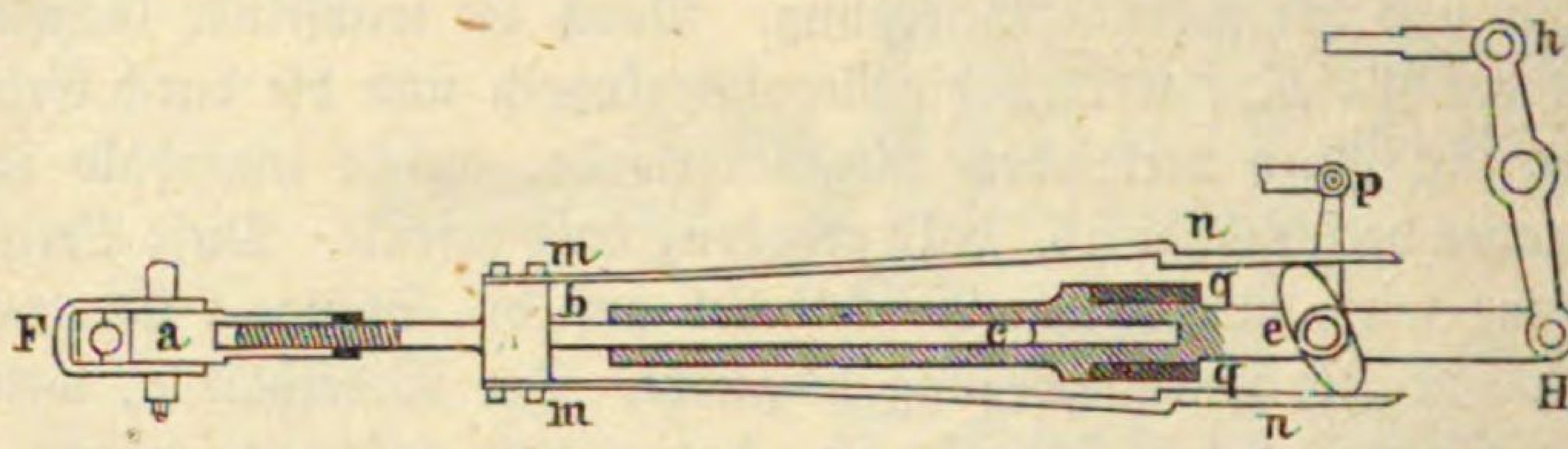
A n o r d n u n g S p e n c e r (1865). Diese von der Maschinenfabrik Hick, Hargreaves u. Comp. in Bolton in einer großen Zahl ausgeführte Anordnung ist folgende. Die Kreisscheibe A, Fig. 201, macht vermöge der Excenterstange B C eine oscillirende Bewegung. Die untern Schieber werden durch Stangen D E wie bei Corliß gedreht. Bei den obern Schiebern ist die Auslösung eine andere. Die Stangen F H, welche diese Schieber

Fig. 201.



bewegen, haben folgende Zusammensetzung. Sie bestehen aus zwei getrennten, in der Mitte in einander geschobenen Theilen, einem innern a m c, Fig. 202, der mit der Scheibe A zusammenhängt, und

Fig. 202.



einem äußern b e H, der mit dem Schieberhebel g h in Verbindung steht. Der innere hat einen langen Stift b c, der in die Führung b e des äußern Theiles paßt und diesem bei der hin- und hergehenden Bewegung als Leitstange dient. Der innere Theil enthält die beiden Federn, m n, m n, welche auf der Seite m m befestigt sind und bei n n durch ein Excenter auseinander gedrückt werden. Dieses Excenter hat seine Drehaxe in e und erhält seine Drehung vom Hebel e p. Wird nämlich der innere Theil von F aus nach rechts geschoben, so hängen sich die Federn mit ihren Absätzen bei q, q an den äußern Theil und nehmen diesen beim Rückgang (nach links) mit. Denkt man sich nun die Stelle p des Hebels p e in Ruhe, so geht die Axe e ebenfalls mit nach links; dadurch richtet sich das Excenter zwischen den Federn in n, n auf und treibt diese auseinander, bis sie aushängen. Alsdann schnellt der obere Theil nach rechts, weil sich der Hebel H g h dreht und zwar vermöge einer Pufferfeder, welche im Raume I K, Fig. 201, placirt ist. Der Punkt p ist nun aber nicht fest, sondern erhält seine Stellung durch den Regulator, indem die Stangen p u, zu beiden Seiten der Zahnradsegmente z, auseinander gehen, wenn der Regulator steigt, also wenn wenig Dampf eintreten soll, und gegen einander gehen, wenn der Regulator sinkt. Der Regulator vermittelt diese Bewegung durch die Stange S.

Fig. 203.

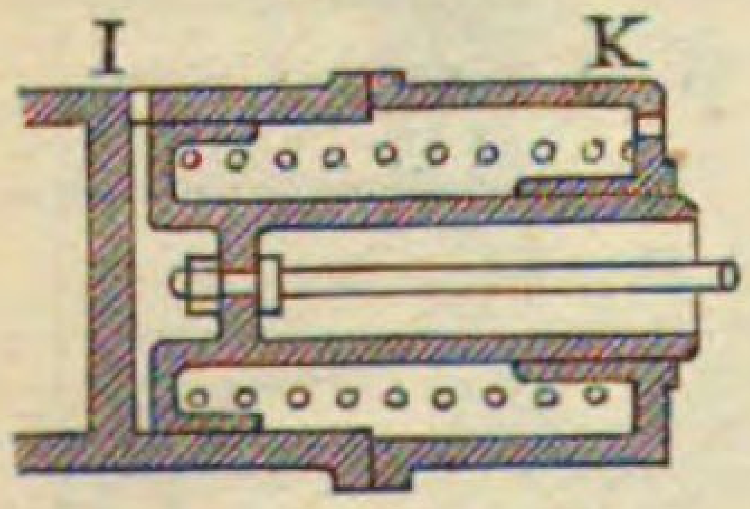


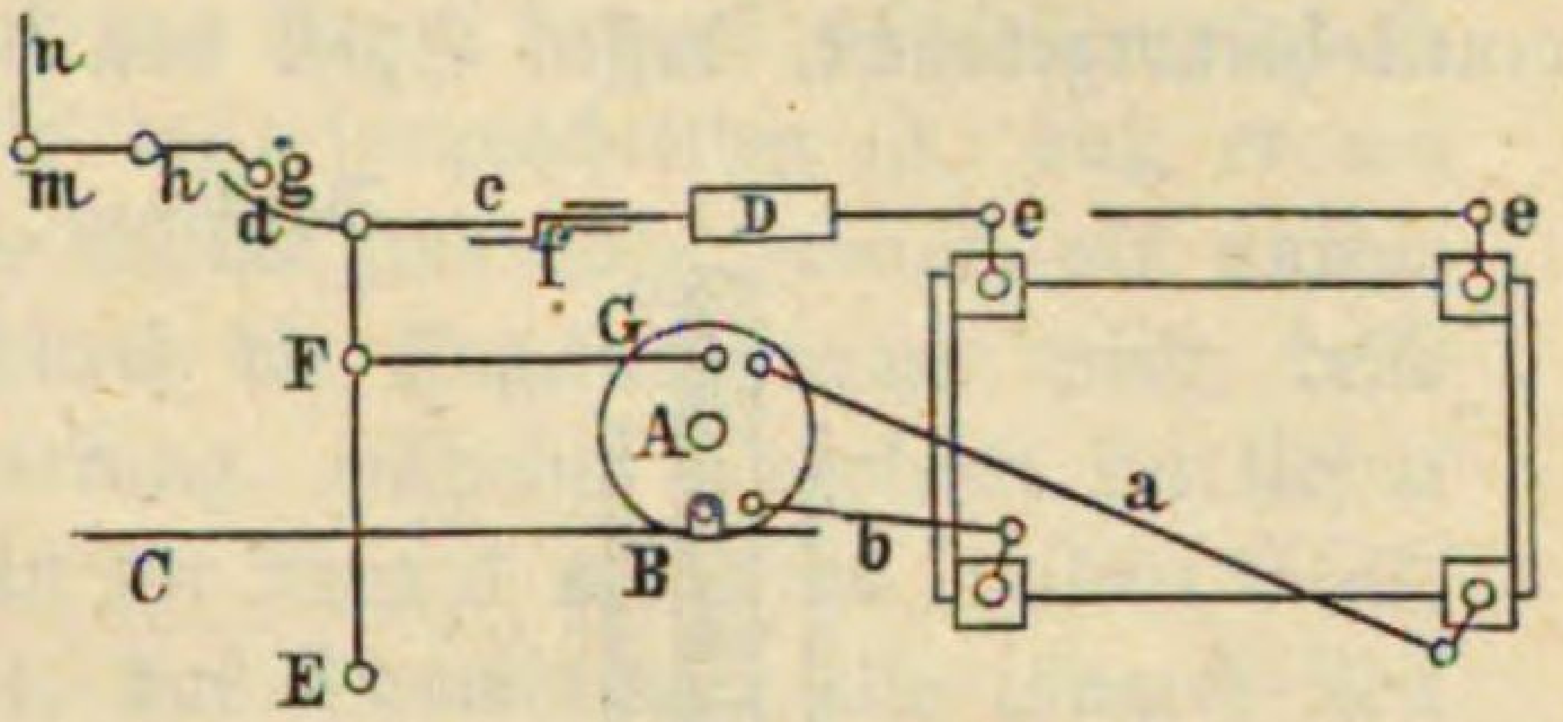
Fig. 203 stellt ein Puffer auf der rechten Seite dar. Wird der Kolben ausgezogen, so spannt sich die Feder. Geht der Kolben vermöge dieser Spannung zurück, so entsteht im Innern eine Luftverdichtung, welche die Schläge der Feder mäßigt.

Diese Anordnung Spencers gilt allgemein als eine der besten Modifikationen der Corlißsteuerung.

Spätere Anordnung von G. H. Corliß (1867). Diese fand

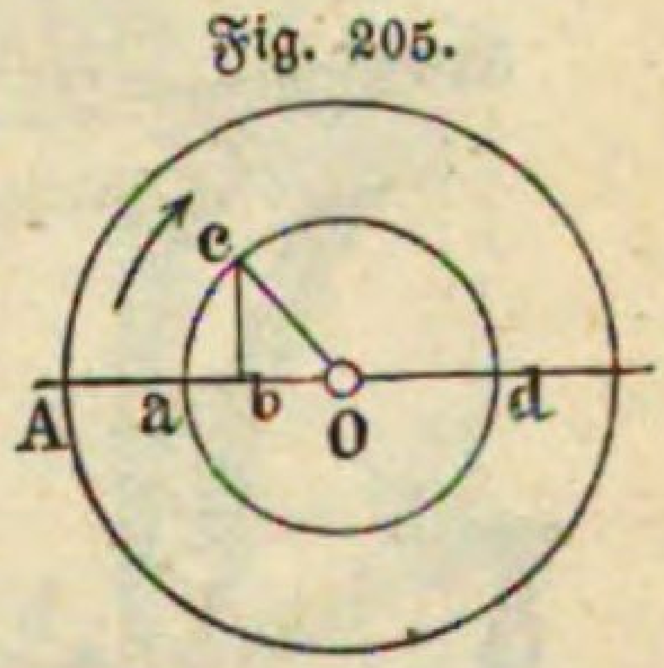
sich zum ersten Mal auf der Pariser Weltausstellung. Die Scheibe A, Fig. 204, wird wieder durch die Excenterstange BC hin- und herbewegt, ebenso die untern Schieber durch die Stangen a, b. Die obern Schieber erhalten ihre Rückwärtsbewegung behufs des Schließens durch Federn im Puffer D oder durch eine freiliegende Feder; dagegen ihre Vorwärtsbewegung (Oeffnen) durch den Hebel EF, dessen feste Axe in E liegt und durch die Stange FG hin- und herbewegt wird. Geht nun FG nach rechts, so hängt der Schalter cd bei f ein und schiebt die Stange fe fort. Allein der Schalter auf der Seite d wird durch den Hebel ghm, dessen feste Axe in h liegt, abwärts gedrückt und hängt daher bei f aus und zwar um so früher, je höher der Regulator die Stange mn hinaufzieht. Es können daher kleinere und größere Füllungen durch den Regulator erreicht werden.

Fig. 204.



Füllungsgrad einer Corlißmaschine. Jeder Schieber arbeitet nur mit einer seiner Längenkanten. Diese Kante öffnet und schneidet zugleich ab. Es sei OA, Fig. 205, der Halbmesser des Kurbelkreises und Oa derjenige, welchen der Mittelpunkt des Excenters beschreibt, das die Stange CB, Fig. 204, bewegt. Es befinde sich die Kurbel im todten Punkt A, so muß der Schieber bereits vorgerückt sein um einen Weg ab, welcher proportional ist der Ueberdeckung, dem Voreilen und dem todten Gange am Schalter. Man errichte bc senkrecht auf AO, so muß daher das Excenter unter dem Winkel cOA zur Kurbel stehen. Der Schalter hängt im Allgemeinen aus, bevor das Excenter von Oc nach Od, in der Richtung AO liegend, gelangt. Nur in der tiefsten Lage des Regulators kann der Schalter bis d arbeiten. Also kann die Füllung nicht mehr als den Theil bd von ad betragen. Dagegen kann sie bis auf Null abnehmen.

Fig. 205.



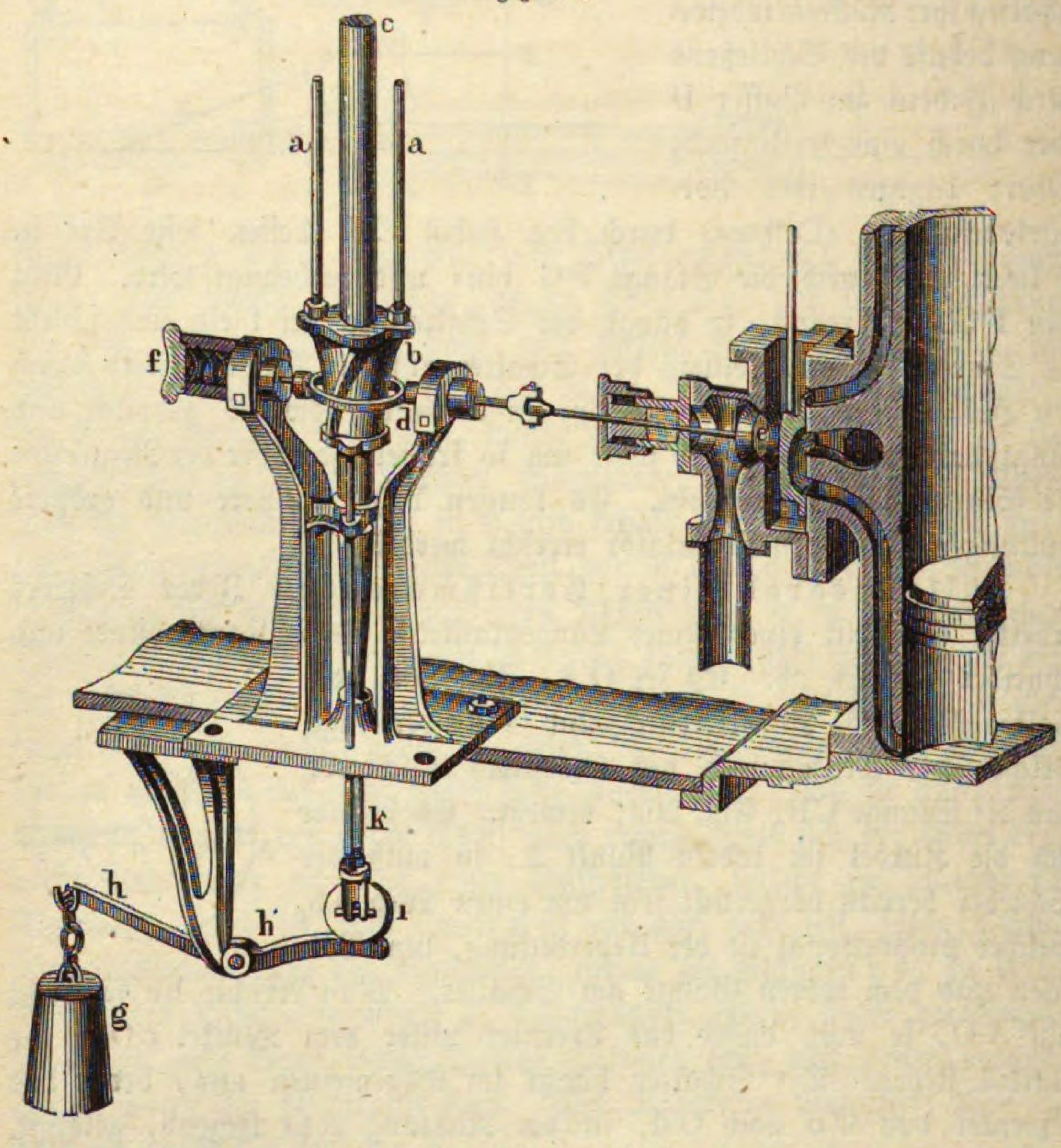
8.

Ventilsteuerung.

Die Ventile werden theils angewendet, um zum Zwecke der Expansionswirkung den Dampf abzusperren, während zugleich ein Schieber die Vertheilung desselben bewirkt, theils sowohl zur Absperrung, als zur Vertheilung.

Der ersten Klasse gehört die lange Zeit hindurch sehr beliebt gewesene, nunmehr aber ganz aufgegebene, Meyer'sche Maschine (Fig. 206) an. Die Expansion wird hier durch ein gewöhnliches Kegelventil hervorgebracht, dessen Spiel von der Wirkung des Regulators

Fig. 206.



derart abhängig gemacht ist, daß bei steigenden Kugeln, also wachsender Geschwindigkeit das Ventil früher, bei sinkenden Kugeln aber, also abnehmender Geschwindigkeit später geschlossen wird. Es ist mithin auch hier die Cylinderfüllung der Geschwindigkeit umgekehrt proportional.

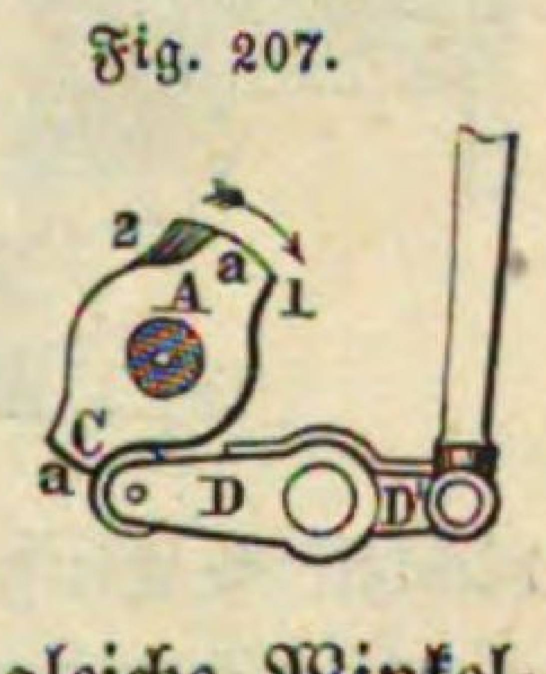
Die Regulatorhülse, welcher die auf und nieder spielenden Kugeln ihre Vertikalbewegung mittheilen, ist durch zwei Stangen aa mit der konischen Büchse b verbunden, welche auf die Welle c lose aufgesteckt, aber durch Nuth und Feder zur gemeinschaftlichen Umdrehung mit derselben genöthigt ist. An dieser Büchse befinden sich, einander diametral gegenüber, zwei schraubenförmig gewundene Wulste, welche jedesmal

beim Beginne des Kolbenhubes den Ring d nach außen drücken und dadurch das vermittelst einer Gelenkstange mit dem Ringe verbundene Ventil e öffnen. Durch eine Feder f, welche hinter dem Ringe in einer Kammer eingeschlossen liegt, wird das Ventil darauf geschlossen, sobald der Wulst in seiner Drehung so weit fortgeschritten ist, daß er den Ring d nicht mehr berührt. Die Wulste sind oben breiter, als unten; je höher daher die Büchse b durch die Kugeln gehoben wird, desto früher beginnt die Expansionswirkung, während umgekehrt bei tiefem Stande der Hülse und der Kugeln der Ring d mit einer breitern Stelle der Wulste in Berührung kommt, das Dampfventil also längere Zeit offen erhalten wird. Den Regulatorkugeln wird durch das Gewicht g, welches an dem Arme h eines zweiarmigen Hebels hh' aufgehängt ist, ein konstanter Widerstand entgegengesetzt. Auf dem Arme h' ruht vermittelst einer Friktionswalze i die Stange k, welche durch Bügel und Bundring mit der beweglichen Büchse b verbunden ist.

Häufig findet man die Steuerung auch so ausgeführt, daß die Verstellung des Expansionsgrades, unabhängig vom Regulator, während des Ganges mit der Hand bewirkt werden kann.

In ähnlicher Weise regulirt man die Zeit, während welcher der frische Dampf durch das Dampfventil in die Schieberkammer treten kann, durch den sogenannten Expansionscylinder in Fig. 207, einen Cylinder, an dessen Umfläche zwei Rippen a, a vorspringen, welche auf der einen Seite durch eine zur Axe parallele Kante 1 begrenzt sind, während die gegenüber liegende Kante 2 einen Winkel mit der Axe einschließt. Der Expansionscylinder dreht sich mit der Steuerwelle A, welche mit der Hauptwelle gleiche Winkelgeschwindigkeit hat, in der Richtung des Pfeils. Sobald nun die Kante 1 gegen die am Ende des Steuerhebels DD' angebrachte schmale Laufrolle trifft, wird der Arm D des Steuerhebels niedergedrückt und der Arm D' desselben, sowie die mit diesem verbundene Ventilstange E gehoben. In dieser Stellung, bei welcher dem Dampf der Zutritt eröffnet ist, bleiben die Theile so lange, als die Rippe a mit der Laufrolle in Berührung ist. Sobald aber die Kante 2 an der Laufrolle vorüber gegangen ist, hebt sich der Arm D des Steuerhebels wieder, die Ventilstange geht nieder und der Dampfzutritt wird abgesperrt. Da nun der Expansionscylinder auf der Welle A verschiebbar ist, so kann nach Bedarf bald eine breitere, bald eine schmälere Stelle der Rippe a mit der schmalen Laufrolle in Berührung gebracht und daher der Expansionsgrad bald vermindert, bald vermehrt werden.

Fig. 207.

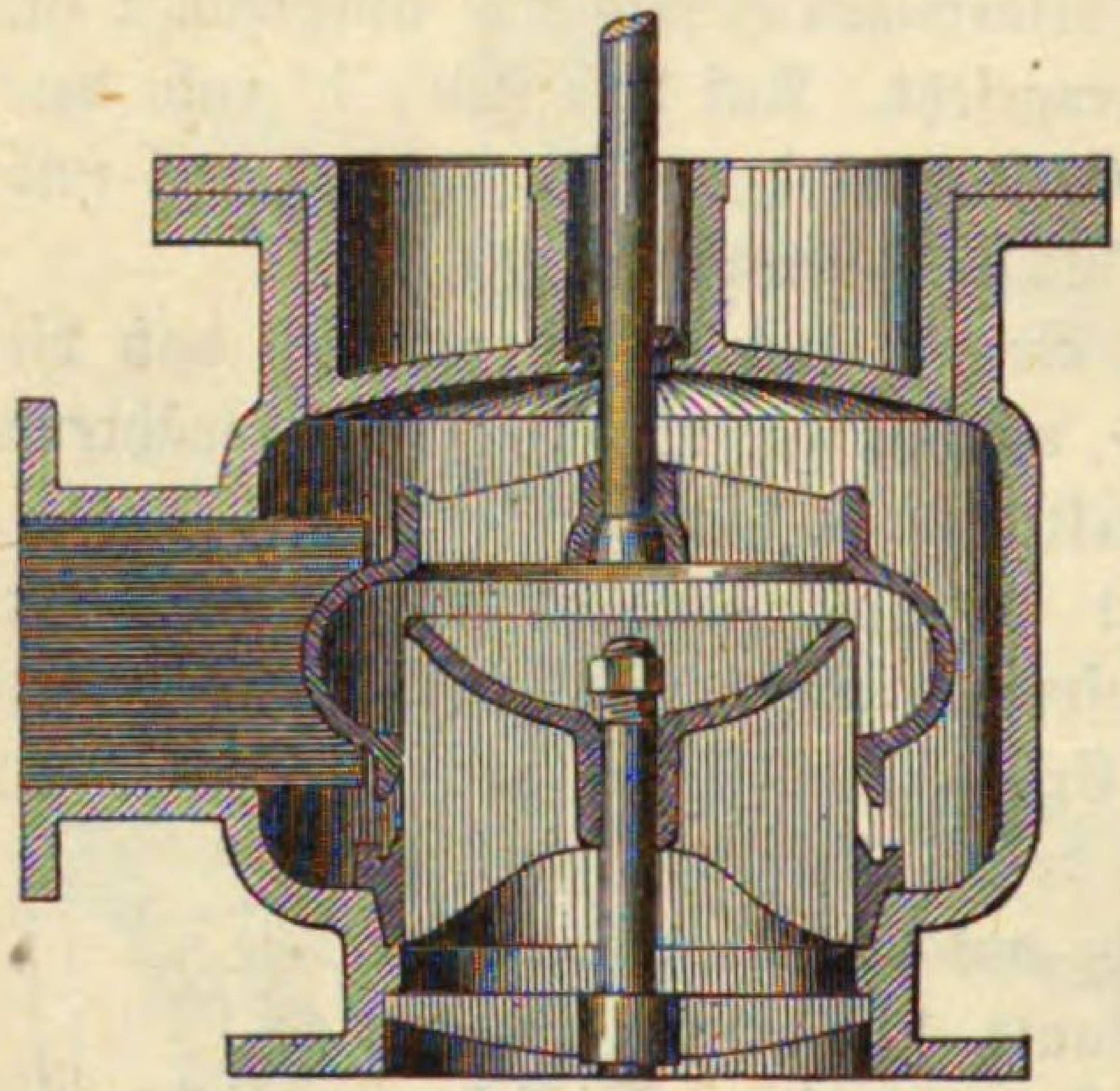


Wenn ein Kegelventil für den Beginn eines neuen Hubes eröffnet

werden soll, so wirkt ihm der Druck des frischen Dampfes entgegen, während in der Richtung seiner Bewegung nur der beim vorhergehenden Hube expandirte Dampf, der eine viel geringere Spannung angenommen hat, wirksam ist. Die Kraft zur Eröffnung ist mithin dieser Spannungsdifferenz proportinal, und da dieselbe auch noch mit der Projektion der gedrückten Ventilfläche wächst, so folgt hieraus, daß die Kraft zum Oeffnen um so größer wird, je größer das Ventil ist, je höher die Spannung des frischen Dampfes ist und je weiter expandirt wird.

Man vermindert diese Kraft durch Anwendung der Doppelsitzventile, welche vermöge ihrer Konstruktion zum großen Theile entlastet sind. Ein solches Ventil, seiner äußeren Gestalt nach Glockenventil genannt, zeigt Fig. 208. Die beiden Ringflächen des Ventils, welche den Schluß bewirken, haben nicht ganz gleiche Durchmesser, sondern der der untern ist etwas größer, als der der obern. Es entsteht hierdurch ein kleiner Ueberdruck von oben nach unten, aber nicht mehr, als nöthig ist, um dem Ventile einen dampfdichten Schluß zu verleihen, wozu das Gewicht des Ventils allein nicht ausreichend ist.

Fig. 208.



Ventilmaschine von Gebrüder Sulzer in Winterthur (Schweiz). Diese Maschine war zuerst an der Pariser Weltausstellung 1867 zu sehen. Die Fig. 209 und 210, S. 321, zeigen diese Maschine im Querschnitt und Längenschnitt. Der Cylinder ist immer mit einem Dampfmantel a a versehen. Der Dampf gelangt aus dem Kessel zuerst in diesen Mantel, dann durch das Ventil b in den Längenkanal b c und von hier unter dem gehobenen Ventile hindurch nach der Oeffnung d und in den Cylinder. Die Maschine hat zwei solche Einlaßventile auf der obern und zwei Austrittsventile e, e auf der untern Seite, je zunächst der Cylinderdeckel. Daher Anzahl, Lage und Funktion dieser Ventile wie die der Drehschieber der Corlißmaschine. Die vier Ventile heben sich vertikal, die untern werden, wenn Dampf austreten soll, nach oben gestoßen durch das Excenter f mit der Stange g h und dem Hebel h k. Sie öffnen mit richtiger Voreilung und werden

geschlossen mittelst einer Pufferfeder A, A. Die Oeffnung der Ventile ist immer dieselbe, ob die Füllung des Cylinders groß oder klein sei.

Fig. 209.

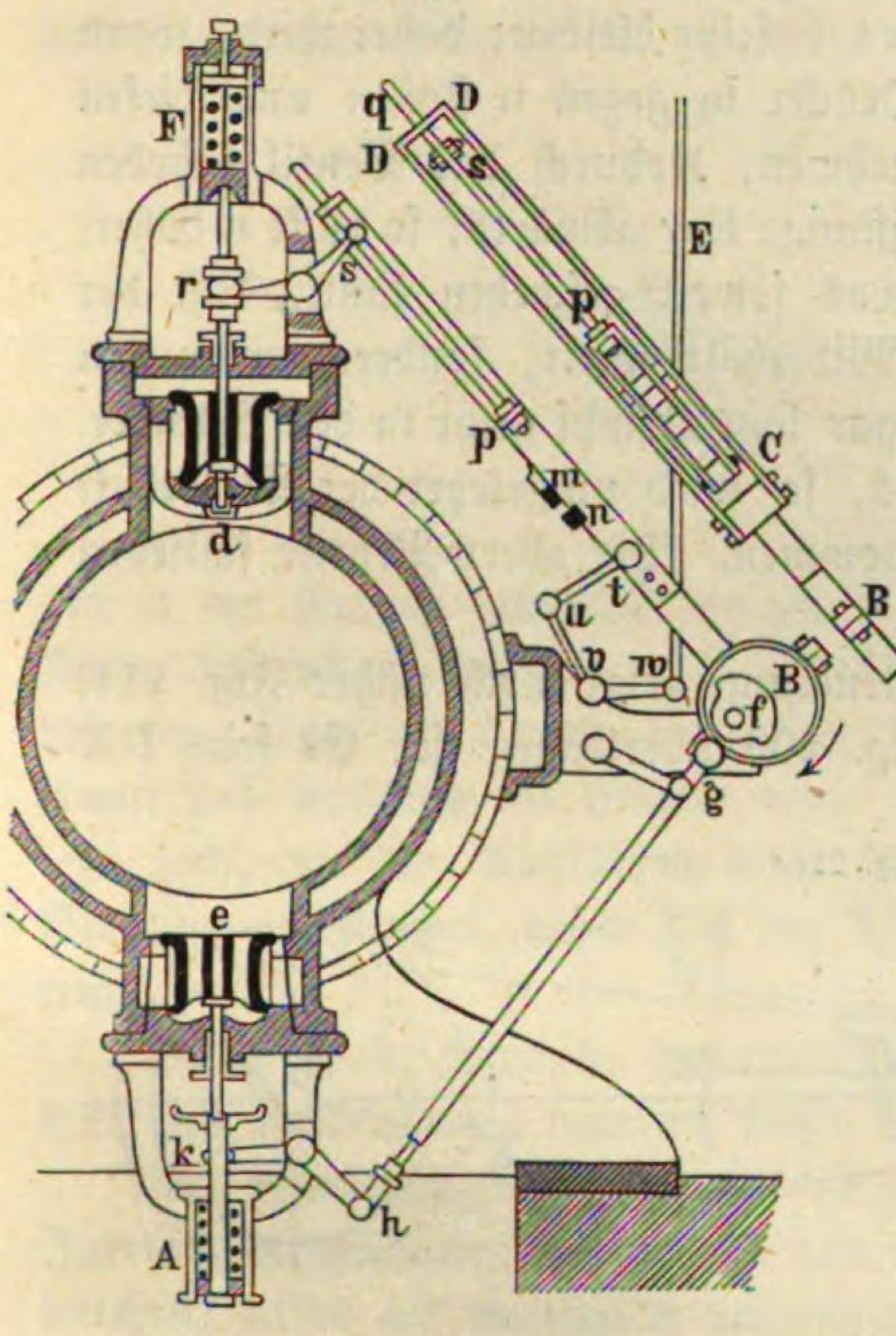
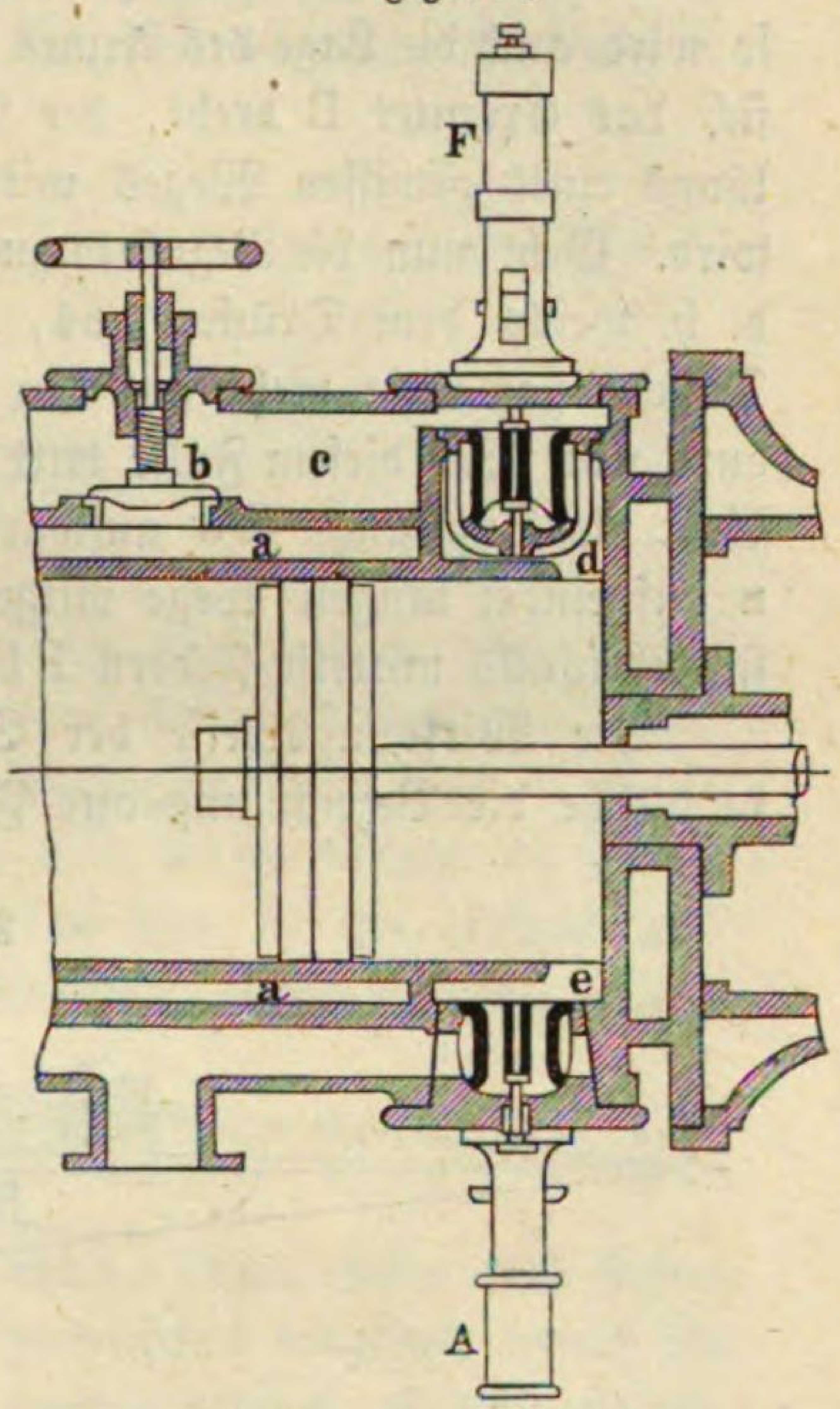


Fig. 210.



Diese Ventile werden vermöge der Form der Scheibe f etwas vor Beendigung des Kolbenhubes geschlossen, um eine etwelche Kompression des Dampfes zu erzielen, damit das Heben der obern Ventile erleichtert wird.

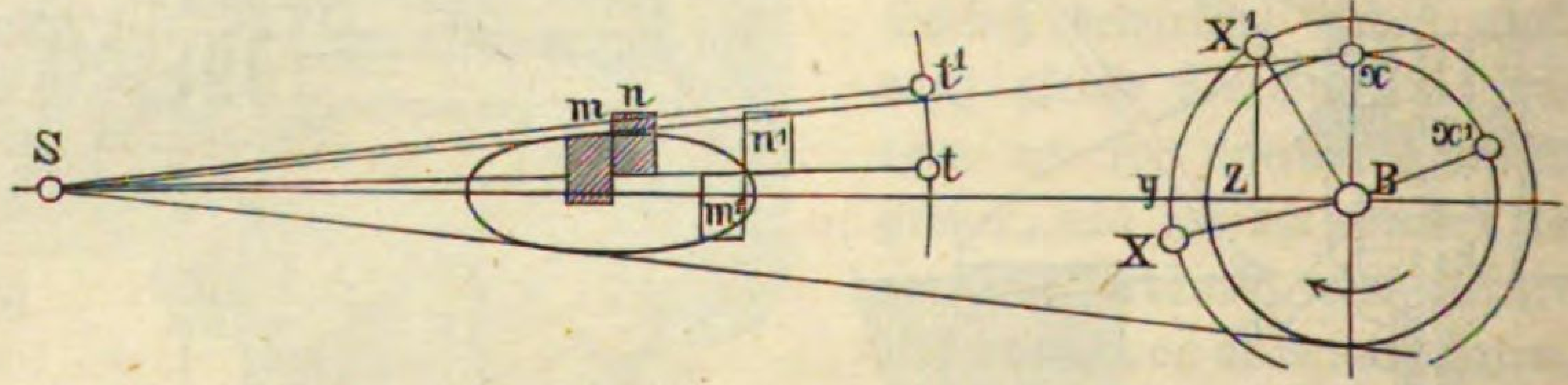
Die Bewegung der Einlaßventile geschieht auf folgende Weise. Die Triebwelle der Maschine dreht die Axe, auf welcher die Excenter f und B befestigt sind. Diese Axe liegt parallel zu derjenigen des Cylinders. Das Excenter B hängt mit der Stange BC und dem Rahmen CD zusammen, dessen oberes Ende D durch den Stift pq geführt wird. Der Rahmen bewegt sich daher nach zwei Richtungen: in der Längenrichtung, sowie senkrecht darauf. Am Rahmen ist ein Drücker m festgemacht, der somit beiden Bewegungen folgt, daher bei jeder Drehung eine Kurve beschreibt, ähnlich einer Ellipse. Das Ventil d wird gehoben durch den Hebel rs. Das Ende s dieses Hebels hängt mit dem Stift pq zusammen und dieser mit einem engern Rahmen, auf welchem der Widerhalt n befestigt ist. Dieser engere Rahmen wird auf der untern Seite gehalten durch den Arm tu, der mit dem Winkel-

hebel uvw verbunden ist. Von diesem Hebel aus führt die Stange wE nach dem Regulator hinauf.

Man denke sich nun zunächst die Höhe des Regulators konstant, so wird auch die Lage des Armes ut dieselbe bleiben; daher wird, wenn sich das Excenter B dreht, der Drücker m gegen n stoßen und diesen längs eines gewissen Weges mitnehmen, wodurch das Ventil gehoben wird. Geht nun die Regulatorzugstange Ew abwärts, so rückt n höher, d. h. weicht dem Drücker aus, was soweit geschehen kann, daß der Drücker gar nicht mehr auf den Widerhalt wirkt, sondern unter ihm durchgeht. In diesem Falle tritt gar kein Dampf mehr in den Cylinder. Geht die Zugstange Ew aufwärts, so wird umgekehrt der Widerhalt n auf einem langen Wege mitgenommen. Die obern Ventile schließen sich ebenfalls mittelst Federn FF.

Die Wirksungsweise der Steuerung zeigt noch näher Fig. 211, in welche die Bezeichnung aus Fig. 209 übertragen ist. Es seien BX

Fig. 211.



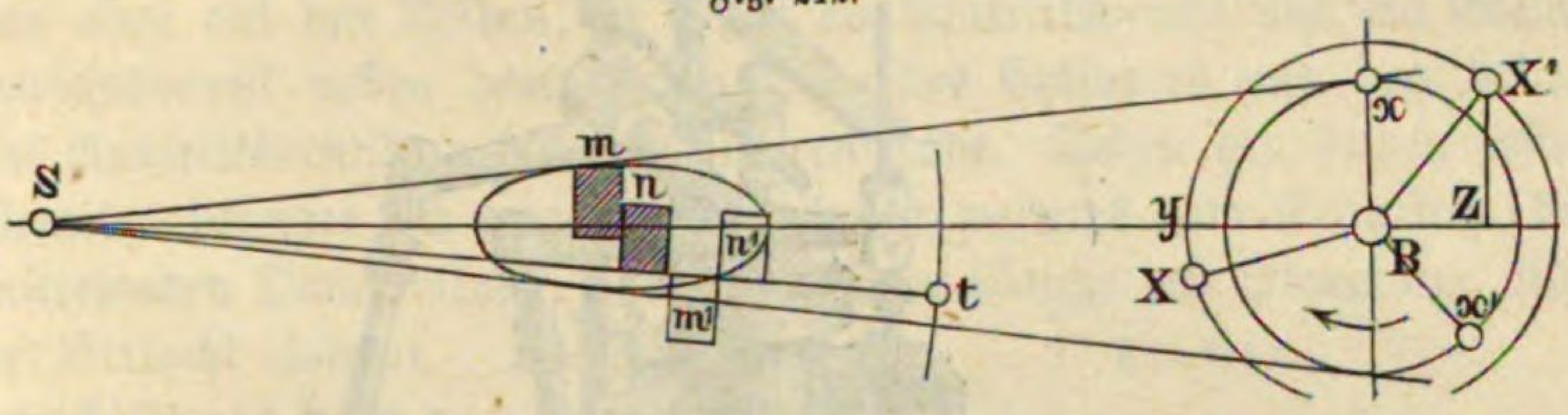
und Bx die Halbmesser des Kurbel- und Excenterkreises, sowie X und x die Stellungen des Kurbelzapfens und des Excenters in dem Augenblicke, in welchem das Ventil öffnen soll. Auf der Ventilstange St ist der Widerhalt n, auf der Excenterstange der Drücker m befestigt. Die obere Kante rechts des Drückers wollen wir arbeitende Kante heißen. Diese beschreibt die in der Figur eingezeichnete, ellipsenähnliche Figur. Erfolgt die Drehung in der Richtung des Pfeiles, so rücke m nach m'; dann wird n nach n' kommen und in diesem Augenblick wird die Auslösung eintreten. Man ziehe durch die arbeitende Kante des Drückers die Gerade Sm'x', so ist x' die Stelle des Excentermittelpunktes, wo die Auslösung erfolgt. Wenn daher der Winkel XBX' = xBx', so ist auch X' die entsprechende Stellung der Kurbel. Errichtet man X'Z senkrecht auf die Richtung SB, so ist das Stück YZ, als Projektion des Kurbelkreisbogens, der Weg des Kolbens, längs welchem Dampf in den Cylinder gelangt.

Geht die Ventilstange durch die Wirkung des Regulators aus der Lage ut in die Lage St' über, so hebt sich der Widerhalt n so hoch

hinauf, daß der Drücker unter ihm weggeht und daher das Ventil nicht geöffnet wird.

Fig. 212 zeigt die Bewegung der Ventilstange für eine tiefe Lage desselben. Der Eingriff des Drückers erfolgt in derselben Stellung X

Fig. 212.



und x der Kurbel und des Excenters. In dieser Lage folge m der Kurve bis m', so wird n auf der Geraden St verbleiben und bis n' kommen, bevor die Auslösung eintritt. Man ziehe durch die arbeitende Kante des Drückers die Gerade Sx', so wird x' die Stelle des Excenters sein, wo die Auslösung vollendet ist und X' die entsprechende Stellung der Kurbel, daher YZ der Kolbenweg, längs welchem Dampf einströmt.

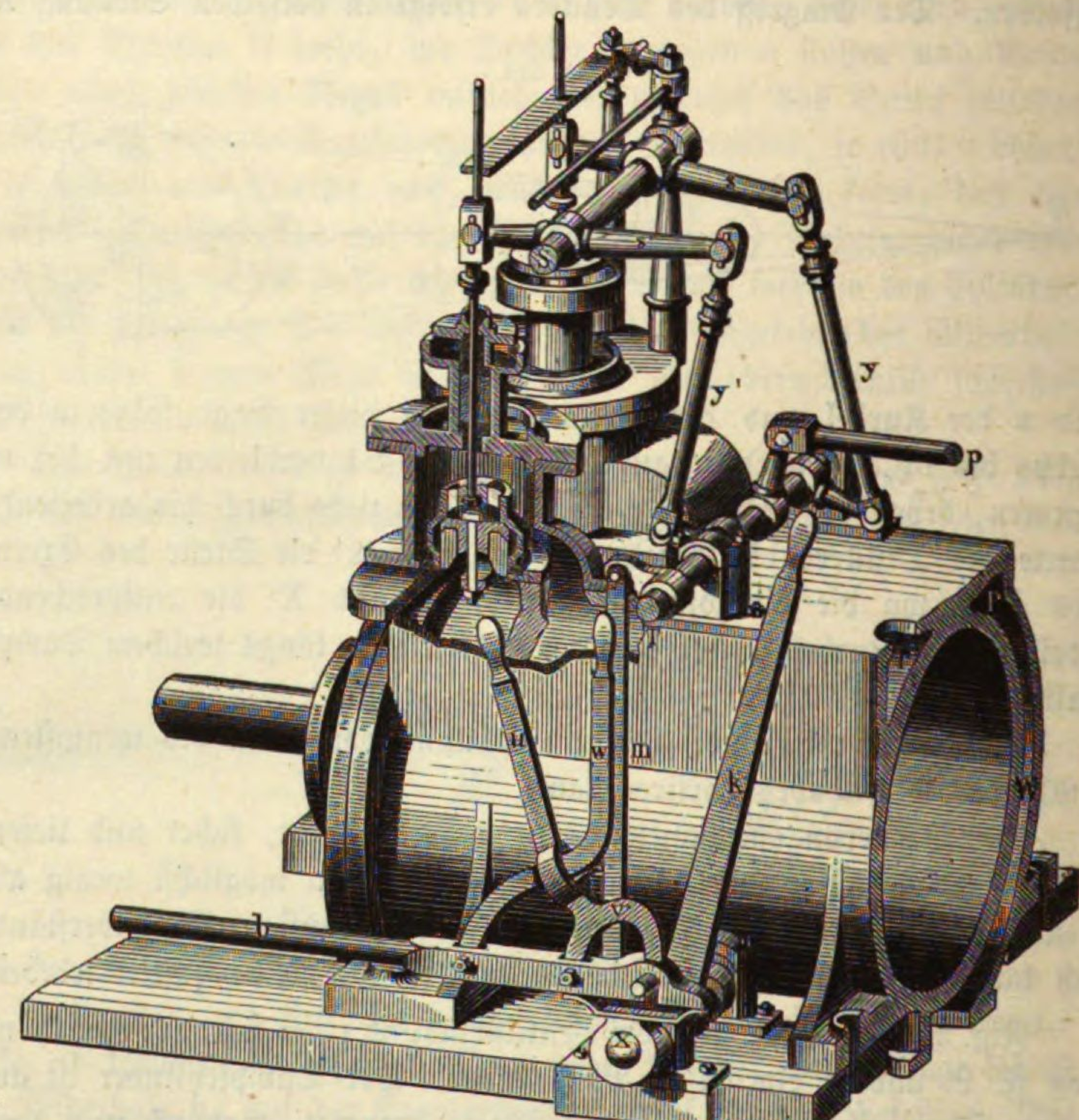
Man ersieht hieraus, daß die Füllung von o an bis wenigstens 0,80 des Kolbenhubes variiren kann.

Der Steuerungsmechanismus ist einfach, leicht, sicher und liefert Indikatordiagramme, welche von den theoretischen möglichst wenig abweichen, daher als vorzüglich betrachtet werden müssen. Selbstverständlich kann die Stellung von Drücker und Widerhalt 2c. justirt werden.

Fig. 213, S. 324, stellt die Ventilsteuerung einer Fördermaschine von F. L. und E. Jacobi in Meißen dar. Der Dampfcylinder ist auf seinem Obertheil mit einer ebenen Platte begrenzt, wodurch zwei dreieckige Kanäle P und P' entstehen. P' ist der Dampfzuführungskanal; er entnimmt den Dampf dem Dampfrohre, das in der halben Länge des Cylinders, wo derselbe in der Zeichnung durchschnitten gedacht ist, in ihn einmündet. Der Dampfabführungskanal P dagegen endigt in ein um den Cylinder herumgeführtes, rechtwinkliges Rohr W, welches auf der Unterseite des Cylinders in das Ausblaserohr mündet. An jedem Ende des Cylinders befindet sich ein Eintritts- und ein Austrittsventil; jene sitzen auf dem Kanal P', diese auf dem Kanal P. Der Eintritt und Austritt des Dampfes in die Ventilkammern und aus denselben erfolgt durch Seitenkanäle. Ueber jedem Ventilpaare liegt eine horizontale Welle S, um welche sich zwei ungleicharmige Hebel s' und s drehen. Die kürzern Arme der letztern greifen in kleine rahmenförmige Köpfe an den Ventilstangen, während die Enden der längern Arme

von den Zugstangen y', y gefaßt werden. Diese Zugstangen werden von einer horizontalen Welle T aus bewegt, welche auf der Deckplatte

Fig. 213.



des Cylinders ruht und zwei Arme trägt, an denen die untern Enden der Zugstangen y', y befestigt sind. Die Zugstangen y', y sind nicht nur mit den Hebeln s', s, sondern auch mit den Armen der Welle T durch Schlitzlager verbunden, damit man den Hub der Ventile nach Bedürfniß verändern kann.

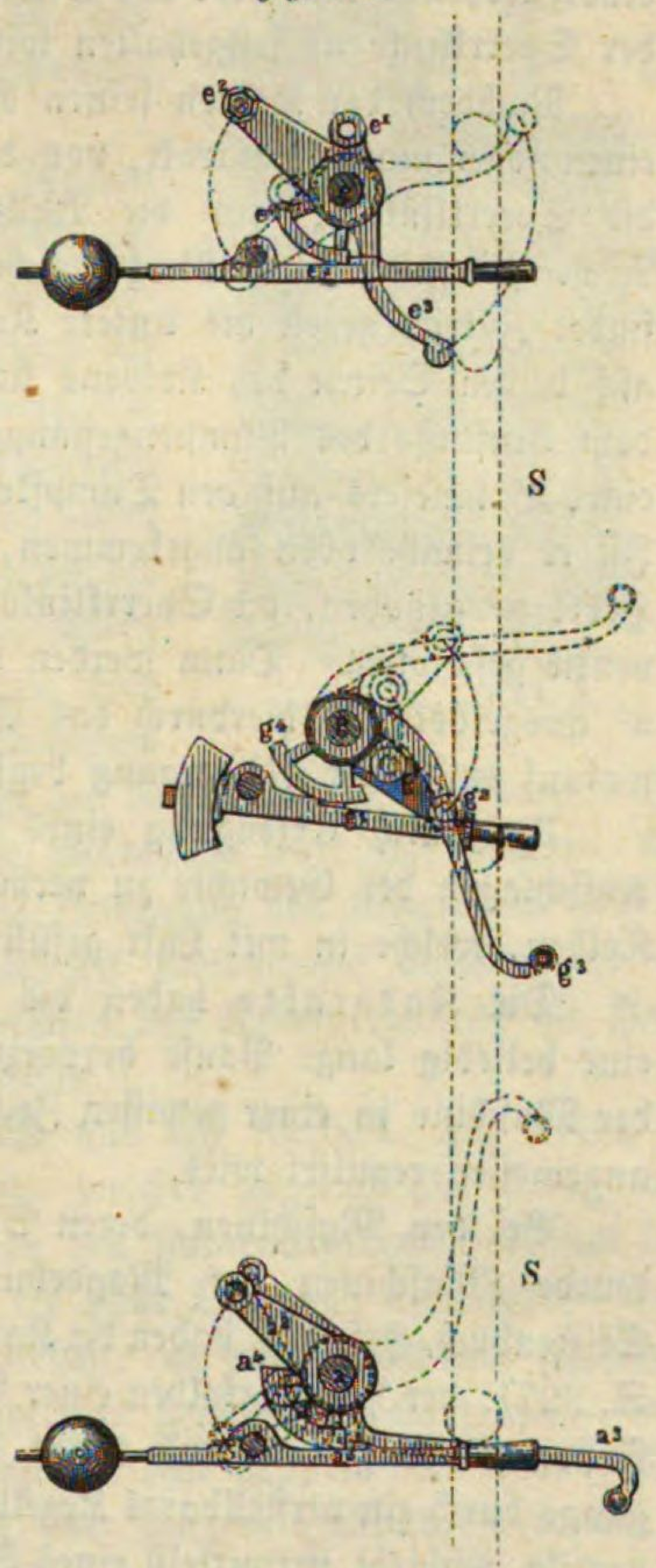
Am andern Ende des Cylinders liegen gleiche Mechanismen, wie die beschriebenen. Sie werden von der Welle T aus durch die Kuppelungsstange p getrieben, und zwar so, daß ihre Thätigkeit mit der der beschriebenen abwechselt. Zu diesem Zwecke sind die Arme an der gleichliegenden Welle T entgegengesetzt befestigt.

Die Bewegung der Steuerwelle T geht von einem Excenter auf der Schwungradwelle aus, welches durch eine Zugstange b die Welle x in eine hin und her gehende Bewegung versetzt. Letztere trägt einen kleinen

Arm, welcher durch eine Zugstange m mit einem Arm an der Steuerwelle T verbunden ist.

Die Steuerung einer einfach wirkenden Wasserhebungsmaschine erfordert drei Ventile, von denen zwei an dem einen und eines an dem andern Ende des Cylinders liegen. Wirkt z. B. der Dampf von oben auf den Kolben, so liegen ein Eintrittsventil und ein Gleichgewichtsventil neben dem oberen Ende des Cylinders und das dritte, das Austrittsventil, neben dem unteren Ende. Neben den beiden ersten Ventilen befindet sich gewöhnlich noch ein weiteres zum Reguliren der eintretenden Dampfmenge, das jedoch beim Gange der Steuerung nicht in Betracht kommt. Das Gleichgewichtsventil kann auch weggelassen werden; dann muß aber die Thätigkeit des Austrittsventils so bestimmt werden, daß dasselbe zugleich die Rolle des Gleichgewichtsventils übernimmt.

Fig. 214.



Die Steuerventile stehen durch zweiarmige Hebel und Zugstangen mit den Wellen e, g und a (Fig. 214) in Verbindung. Die Welle e für das Eintrittsventil trägt an dem Ende eines Hebels e^2 ein Gewicht, welches das Bestreben hat, das Ventil zu öffnen, jedoch hieran verhindert wird, weil eine Sperrklinke e^5 gegen einen Ansatz des auf der Welle e befindlichen Quadranten e^4 stößt. Außerdem befinden sich an der Welle e noch dicht neben einander zwei Hebel e^3. In ähnlicher Weise ist die Welle a des Austrittsventils mit einem belasteten Hebel a^2, einem andern Hebel a^3, einem Quadranten a^4 und einer Sperrklinke a^5 versehen. Und endlich finden sich analoge Theile an der Welle g, welche durch den Hebel g' mit dem Gleichgewichtsventil in Verbindung steht. Zur Bewegung der Ventile dienen zwei Stangen S, von denen zu diesem Zwecke die eine zwei vertikale Schienen und die andere zwei seitwärts vorspringende Anschläge mit Laufrollen trägt.

Nehmen wir an, der Kolben beginne seinen Niedergang, so ist das Ein- und das Austrittsventil geschlossen, das Gleichgewichtsventil dagegen geöffnet. Im Laufe des Niedergangs trifft die eine der Steuerstangen, welche beide der Bewegung des Kolbens folgen, mit ihren Schienen gegen die Hebel e^3 der Welle e, drückt diese nieder und schließt durch Drehung der Welle e das Eintrittsventil. Der Dampfzufluß hört auf, und es beginnt die Expansionswirkung. Gleichzeitig ist das Gewicht am Arme e^2 gehoben worden und die Sperrklinke e^5 eingefallen. Gegen Ende des Niederganges schließt ein Anschlag der zweiten Steuerstange durch Niederdrücken des Hebels a^3 auf der Welle a auch das Austrittsventil und hebt das Gewicht am Arme a^2, das durch Einfallen der Sperrklinke a^5 festgehalten wird.

Nachdem der Kolben seinen Niedergang vollendet hat, wird durch einen sogenannten Katarakt, von dem weiter unten die Rede sein wird, die Sperrklinke g^5 für die Welle g ausgerückt. Das Gewicht am Arme g^2 fällt, das Gleichgewichtsventil öffnet sich und der Dampf findet Zutritt gegen die untere Kolbenfläche, wodurch der Dampfdruck auf beiden Seiten des Kolbens sich in das Gleichgewicht setzt. Unter dem Einflusse des Pumpengestänggewichts, welches durch Vermittelung eines Balanciers auf den Dampfkolben wirkt, wird der letztere gehoben. Ist er beinahe oben angekommen, so wird durch die Steuerstange der Hebel g^3 gehoben, die Sperrklinke g^5 eingelegt und das Gleichgewichtsventil geschlossen. Dann werden durch den Katarakt die Hebel e^5 und a^5 ausgelöst und hierdurch das Ein- und das Austrittsventil geöffnet, worauf ein neuer Niedergang beginnt.

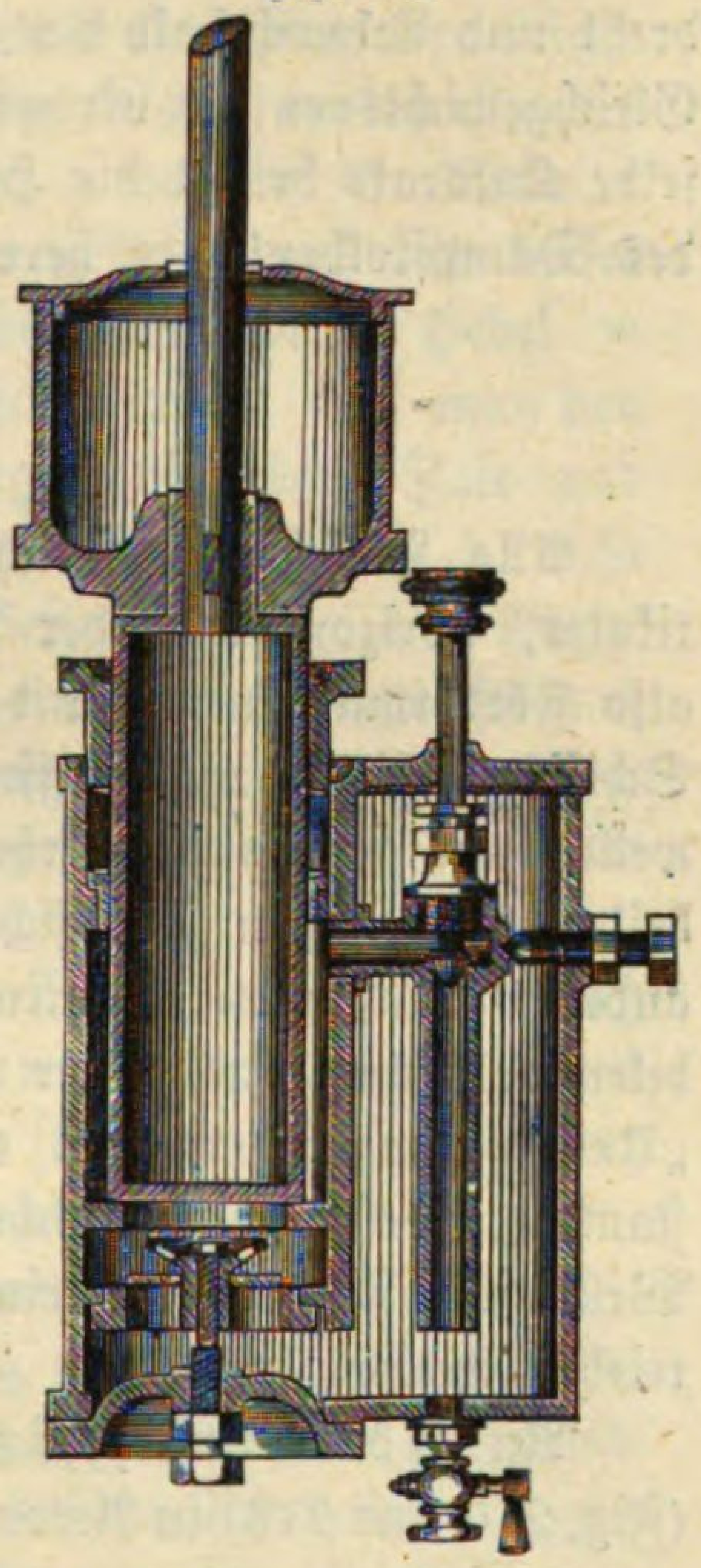
Um durch Erzeugung eines elastischen Widerstandes das heftige Aufschlagen der Gewichte zu vermeiden, endigen die letzteren unten in Kolben, welche in mit Luft gefüllten Cylindern sich bewegen.

Die Katarakte haben die Bestimmung, bei jedem Hubwechsel eine beliebig lange Pause hervorzubringen, durch welche die Spielzahl der Maschine in einer gewissen Zeit der Menge des zu hebenden Wassers angemessen regulirt wird.

Bei den Maschinen, deren Steuerung im Vorstehenden beschrieben wurde (Maschinen der Magdeburger Stadtwasserkunst, siehe Wiebe, Skizzenbuch, Heft 14), haben die Katarakte folgende Einrichtung (Fig. 215, S. 327): der Plungerkolben einer Pumpe saugt beim Aufgange durch ein Fußventil Wasser an und treibt das angesaugte Wasser beim Niedergange durch ein verstellbares Kegelventil aus. Das Einstellen des Kegelventils geschieht vermittelst eines Schraubengewindes an seiner Spindel. Der Plungerkolben wird durch ein an seiner Stange befestigtes Gewicht, also durch eine konstante Kraft niedergedrückt, und es hängt daher die

Zeit, welche er zum Niedergange braucht, von der Zeit ab, welche zum Ausflusse des Wassers nöthig ist, also von der Größe der Ventilöffnung. Gehoben werden die Kataraktkolben durch Vermittelung der Steuerstangen, während sie beim Niedergange sich selbst überlassen bleiben. Das Ein- und das Austrittsventil, die kurz vor Vollendung des Aufgangs gemeinschaftlich gehoben werden, haben auch einen gemeinschaftlichen Katarakt, der die obere Hubpause bestimmt; die untere Hubpause dagegen hängt von dem Katarakt des Gleichgewichtsventils ab, das kurz vor Vollendung des Kolbenniederganges geöffnet wird.

Fig. 215.



Sind die Maschinen nur zur Wasserhebung bestimmt, wie hier, so wird der Kataraktkolben für das Ein- und Austrittsventil schon zu Ende des Niederganges des Dampfkolbens und der Kataraktkolben für das Gleichgewichtsventil zu Ende des Dampfkolbenaufgangs gehoben. Die Pausen fallen demnach um so kürzer aus, je länger der Hub dauert, und umgekehrt. Bei Maschinen zum Betriebe von Fahrkunstgestängen muß aber unter allen Umständen der Mannschaft zum Uebertreten von einem Gestänge auf das andere die erforderliche Zeit gelassen werden, die Hubpause also mindestens diese Zeit dauern. Aus diesem Grunde muß man hier die Bewegung des Kataraktes von der Dauer des Dampfkolbenhubes möglichst unabhängig machen und erst ganz kurz vorher, ehe das Niedersinken des Kataraktkolbens die Pause hervorbringen soll, den letzteren heben.

Bisweilen haben die Katarakte nur ein einziges, am Boden des Kataraktcylinders liegendes Ventil, welches zugleich als Saug- und Druckventil dient. Beim Aufsteigen des Kataraktkolbens hebt sich dasselbe und läßt das Wasser durch die volle Oeffnung aufsteigen. Beim Niedergange sucht es sich zu schließen; es wird jedoch am gänzlichen Schluß durch einen stellbaren Widerhalt gehindert, der, je nachdem er höher oder tiefer gestellt ist und mithin eine größere oder kleinere Austrittsöffnung herstellt, eine kürzere oder längere Hubpause veranlaßt.

Hofmanns Patentsteuerung (Verhandl. d. Vereins f. Beförd. d. Gewerbfl. in Preußen, 1859 und 1860) hat nur eine einzige Steuer-

welle und ein einziges Gewicht. Das letztere hängt an einer Rolle, welche, in einer auf der Steuerwelle festgekeilten Schleife hin und her laufend, die Welle bald in dem einen, bald im entgegengesetzten Sinne dreht und dadurch bald das Eintritts-, bald das zugleich die Stelle des Gleichgewichtsventils vertretende Austrittsventil öffnet. Ein und derselbe Katarakt bringt die Hubpausen am oberen und am unteren Ende des Dampfkolbenhubes hervor.

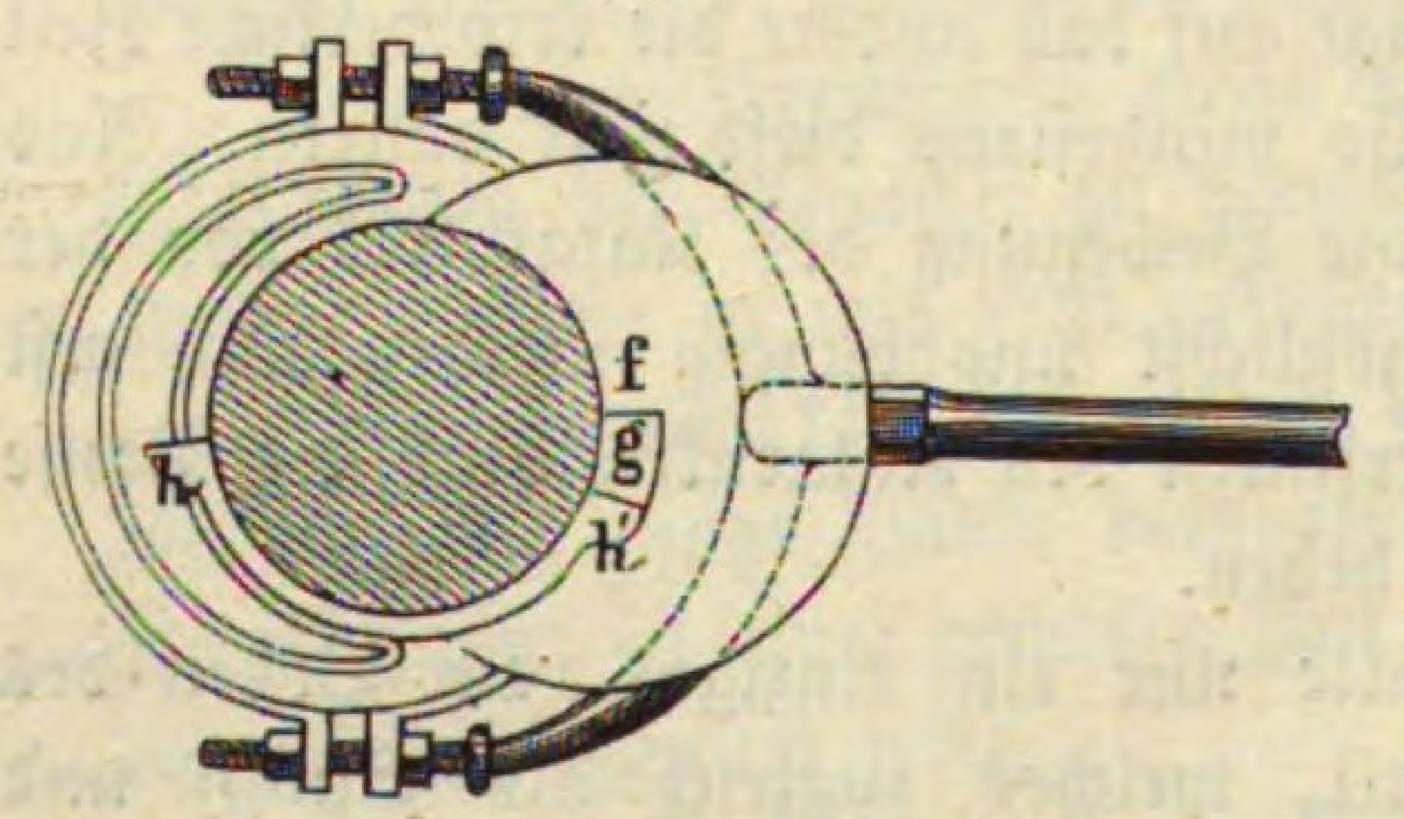
9.

Umsteuerungen.

Alle Maschinen, welche zum Transportiren von Lasten in vertikaler, horizontaler oder beliebig geneigter Richtung bestimmt sind, also Fördermaschinen für den Bergbau, Dampfkrahnen, Lokomotiven, Schiffsmaschinen 2c., müssen so eingerichtet werden, daß die Hauptwelle, auf welche die Arbeit der Dampfkraft übertragen wird, nach beiden Richtungen hin sich drehen kann, während die Wellen aller anderen Maschinen, namentlich der Fabriksdampfmaschinen, Lokomobilen 2c., nur nach einer Richtung sich zu drehen brauchen. Unter „Umsteuerungen" werden nun alle diejenigen Steuermechanismen verstanden, welche eine solche Dampfvertheilung ermöglichen, daß die Welle sowohl nach der einen, als nach der andern Richtung umgetrieben werden kann.

An Fördermaschinen kommt häufig folgende Umsteuerung (Fig. 216 und 213) in Anwendung: Das mit einer Gegengewichtsscheibe f versehene Excenter reitet lose auf der Schwungradwelle und wird nur durch den an der Welle sitzenden Mitnehmer g (Fig. 216) umgetrieben, wenn sich derselbe an eine der beiden Knaggen h, h' anlegt. Will der Maschinist umsteuern, so löst er erst die Zugstange b (Fig. 213), welche mittels einer Kerbe auf einem Arme der Welle x aufruht, aus, ergreift sodann den an der Welle x sitzenden, langen Hebel k, dreht ihn mit der Hand um seine Axe so weit, daß er um eben so viel nach vorn sich neigt, als er bisher nach hinten geneigt war, und legt dann die Zugstange b wieder ein. Durch die Umstellung des Hebels k ist die Stellung der Ventile umgekehrt worden, und die Maschine geht nun nach der entgegengesetzten Richtung um.

Fig. 216.



Um das Aus- und Einlegen der Zugstange b zu erleichtern, sind

an derselben die Hebel u und w angebracht. Der Hebel u hat einen Bügel v, welcher auf der einen Seite in das geschlitzte Ende der gekerbten Stange b eingreift und auf der andern, wenn der Hebel u nach hinten gezogen wird, gegen den oben erwähnten Arm der Welle x drückt. Hierbei hebt sich zugleich die Stange b aus der Kerbe aus und die Bewegung des Excenters wird nicht mehr auf die Welle x übertragen. Damit aber der Maschinist den Hebel u nicht in dieser Stellung festzuhalten habe, ist durch denselben ein zweiter Hebel w gesteckt, welcher zwei kleine Nasen und eine Feder trägt. Hat man den Hebel u angezogen, so legt sich derselbe gegen die obere Nase und wird von dieser festgehalten. Damit anderseits die Zugstange b nicht zu hoch gehoben werde, ist auf der untern Seite ein länglicher Bügel angebracht. Will man die Stange b wieder einlegen, so ergreift man den Hebel w und löst den Hebel u aus, welcher sich nun gegen die untere Nase des Hebels w legt und die Stange b fallen läßt, die sich dann von selbst in ihre Kerbe einlegt.

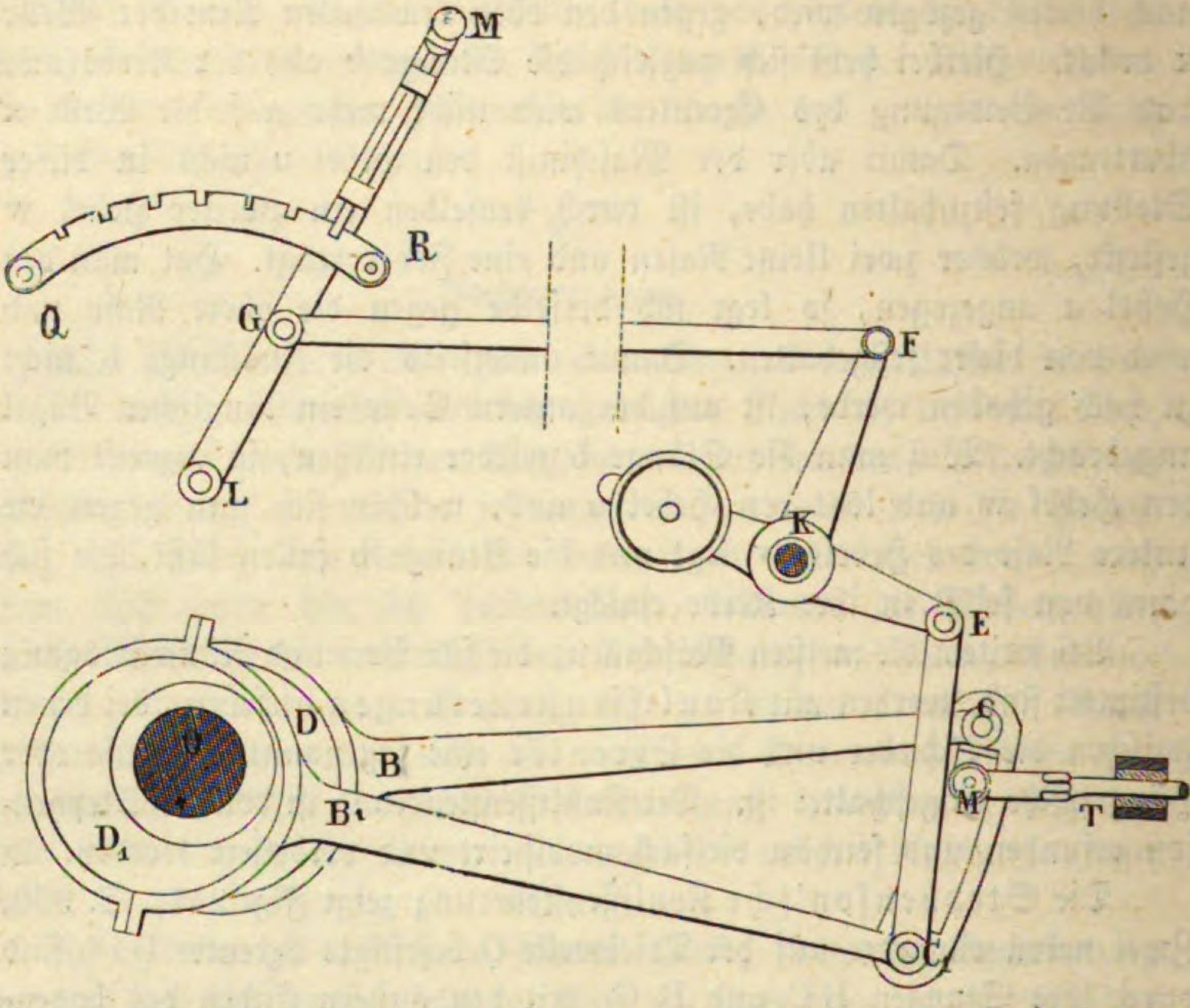
Bei weitem die meisten Maschinen, die für Vor- und Rückwärtsgang bestimmt sind, werden mit Koulissensteuerungen versehen, bei denen zwischen die Schieber und die Excenter eine sogenannte Koulisse oder Hängetasche eingeschaltet ist. Die Koulissensteuerung ist von R. Stephenson erfunden und seitdem vielfach modificirt und verbessert worden.

Die Stephenson'sche Koulissensteuerung zeigt Fig. 217, S. 330. Zwei neben einander auf der Triebwelle O befestigte Excenter D D' sind durch ihre Stangen B C und $B_1 C_1$ mit den äußern Enden des bogenförmig geschlitzten Rahmens $C C_1$ oder der sogenannten Koulisse verbunden. In dem Schlitze der Koulisse läßt sich ein Gleitbacken M verschieben, der vermittelst eines Charniers mit der Schieberstange T verbunden ist. Die Koulisse ist vermittelst einer Stange an dem Ende E eines Winkelhebels E K F aufgehängt, an dessen entgegengesetztes Ende F eine Zugstange F G sich anschließt, die die Verbindung mit dem Steuerhebel L M des Maschinisten vermittelt. Der Steuerhebel liegt vor einem mit Kerben versehenen Sektor Q R, an welchem er vermittelst eines Riegels in irgend einer beliebigen Stellung festgestellt werden kann; um die Bewegung desselben zu erleichtern, ist in der Verlängerung des Hebelarmes K E ein Gegengewicht angebracht.

Durch Drehen des Steuerhebels L M wird die Koulisse $C C_1$ gehoben oder gesenkt und verschiebt sich dabei so über dem Gleitbacken M der Schieberstange T, die ihre horizontale Lage nicht verlassen kann, daß der Gleitbacken dem einen oder andern Ende der Koulisse näher gebracht werden kann. Je näher er dem Angriffspunkt der einen oder andern Excenterstange kommt, desto mehr folgt er der Bewegung des-

selben, und da die beiden Excenter DD_1 um 180⁰ versetzt stehen, die eine Excenterstange also nach vorwärts sich bewegt, wenn die andere

Fig. 217.



rückwärts geht, so nimmt der Schieber nothwendigerweise die entgegengesetzte Bewegung an, wenn man die Kulisse aus der einen äußersten Stellung in die andere bringt. Steht die Kulisse so, daß der Gleitbacken M in ihrer Mitte oder in dem sogenannten todten Punkt sich befindet, so hebt sich der Einfluß beider Excenterstangen auf und der Schieber würde gar keine Bewegung annehmen, wenn nicht die Kulisse vermöge ihrer Aufhängung eine kleine, auf und nieder gehende Bewegung hätte, die sich in eine ebenfalls kleine, hin und her gehende Bewegung des Schiebers umsetzt, jedoch nicht groß genug ist, um der Maschine Bewegung zu ertheilen. In allen Lagen des Gleitbackens M zwischen dem todten und dem höchsten oder tiefsten Punkte bewegt sich der Schieber nur um einen Theil des Excenterhubes fort und erzeugt dadurch eine Expansionswirkung des Dampfes im Cylinder, die nach der Stellung der Kulisse verschieden ist.

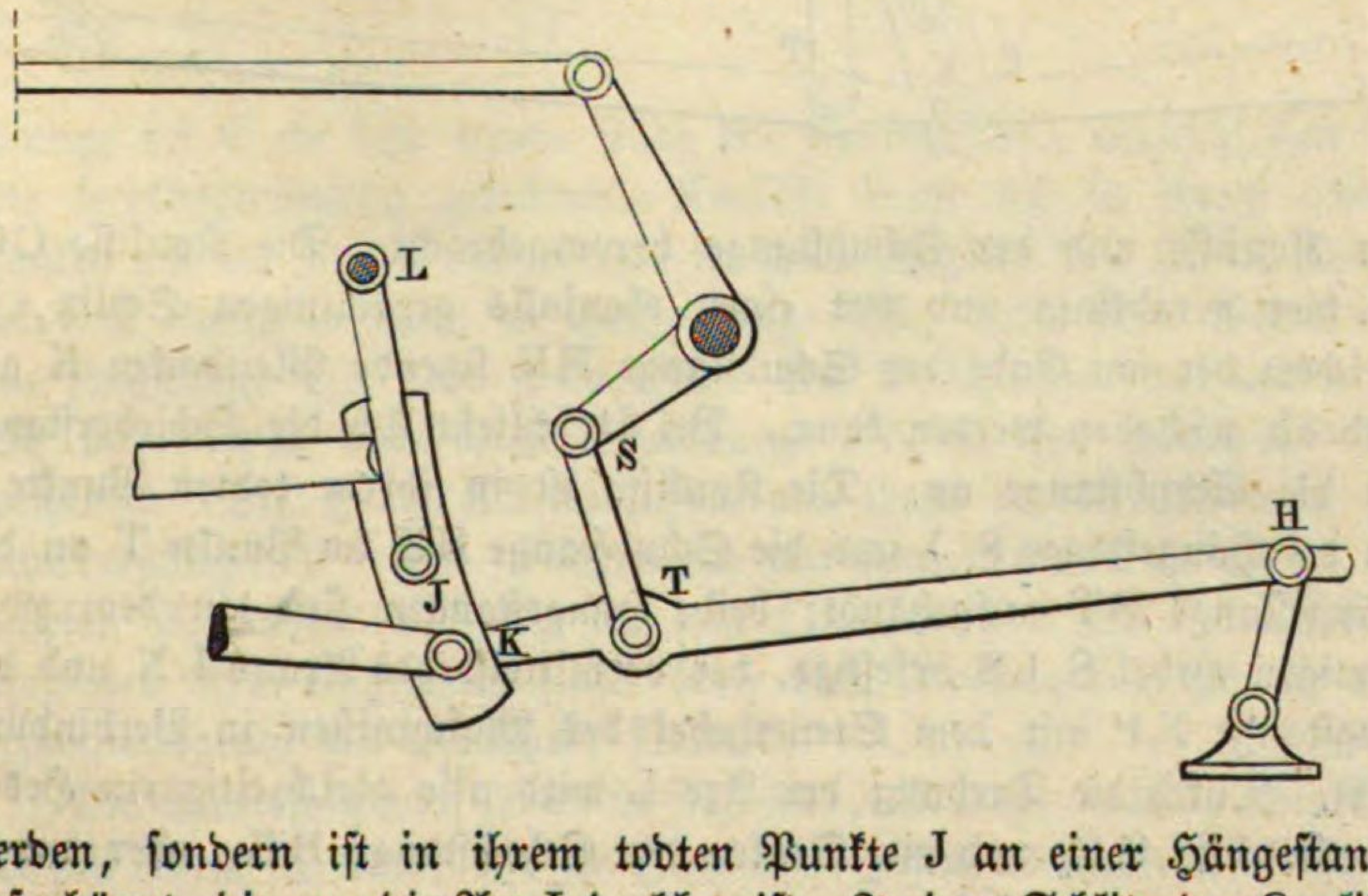
Die Hängestange, welche den Arm EK des Winkelhebels mit der Kulisse verbindet, wird an die letztere entweder im Punkte C_1 oder in der Mitte derselben angeschlossen. Sie ist möglichst lang, am besten

gleich der Länge der Excenterstange, zu machen, damit die Kulisse während der Drehung der Triebwelle möglichst wenig in vertikaler Richtung sich bewegt. Ist die Kulisse im Punkte C_1 aufgehängt, so muß die Drehaxe K des Winkelhebels FKE so gelegt werden, daß der Arm KE bei der höchsten Stellung der Kulisse die horizontale Lage hat. Ist aber die Kulisse im todten Punkte aufgehängt, so muß die Lage der Axe K so bestimmt werden, daß der Arm KE für die mittlere Kulissenstellung horizontal wird. Der Kreisbogen, nach welchem die Kulisse gekrümmt ist, muß die Länge der Excenterstange zum Radius haben, damit die Lage des Schiebermittels für alle Expansionsgrade dieselbe bleibt.

Es ist eine Eigenthümlichkeit der Stephenson'schen Kulisse, daß das Voreilen des Schiebers um so größer wird und die Eintrittskanäle um so weniger geöffnet werden, je näher der Gleitbacken M dem todten Punkte zu liegen kommt, je stärker man also expandirt. Dem letztern Uebelstand sucht man dadurch abzuhelfen, daß man die Eintrittsöffnungen der Dampfwege sehr lang macht; dem ersteren aber dadurch, daß man den beiden Excentern verschiedene Voreilungswinkel gibt. Durch diese Verstellung der Excenter wird das Voreilen für den Vorwärtsgang fast konstant, für den Rückwärtsgang freilich desto veränderlicher. Am wirksamsten vermindert man die Veränderlichkeit des Voreilens durch lange Excenterstangen und kurze Kulissen.

Die Kulisse der Steuerung von Gooch (Fig. 218) kehrt ihre konvexe Seite gegen die Triebwelle und kann nicht gehoben und gesenkt

Fig. 218.



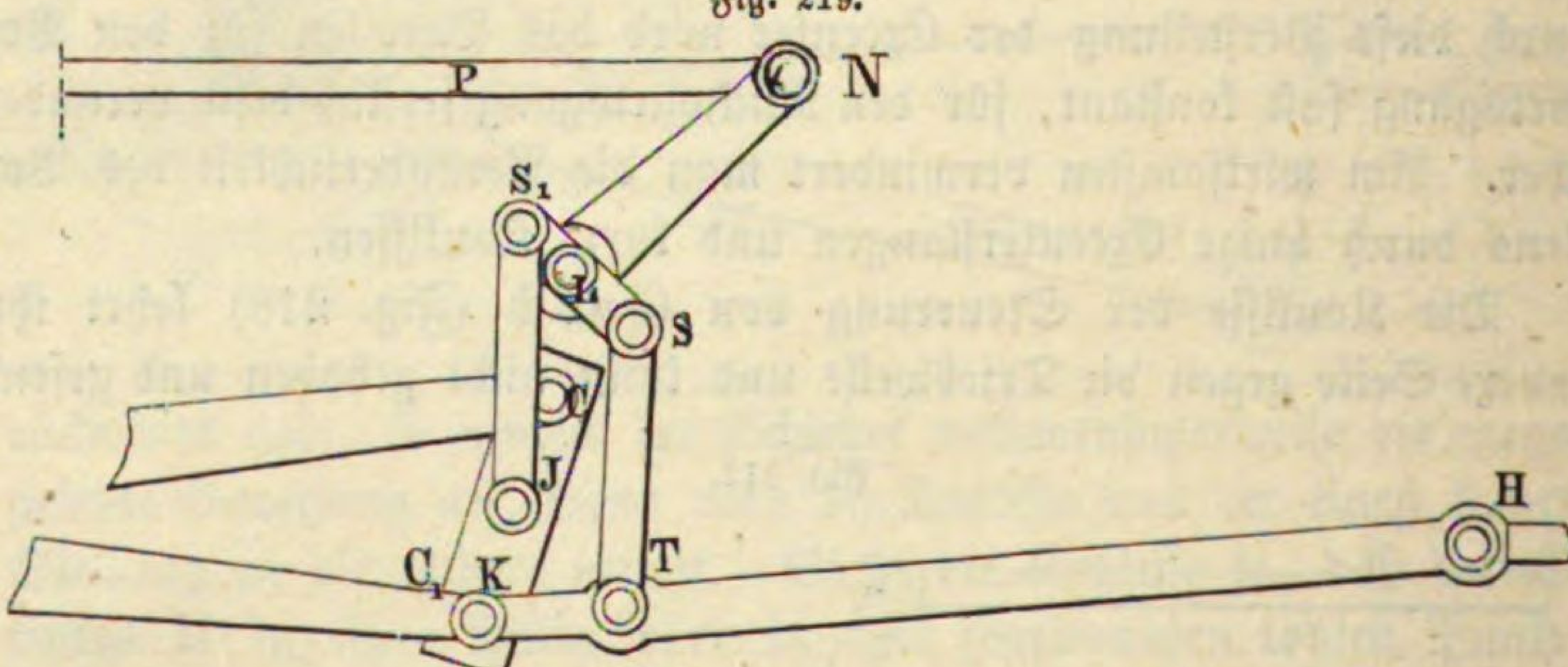
werden, sondern ist in ihrem todten Punkte J an einer Hängestange aufgehängt, die um die Axe L drehbar ist. In dem Schlitze der Kulisse

ist ein an der Schubstange HK befestigter Gleitbacken K verschiebbar, während das andere Ende H der Schubstange mit der Schieberstange verbunden ist. Zum Heben und Senken der Schubstange HK dient die Hängestange ST, die, wie bei der Stephenson'schen Steuerung, durch Winkelhebel und Zugstange mit dem Steuerhebel des Maschinisten verbunden ist.

Bei dieser Steuerung ist das Voreilen für alle Expansionsgrade konstant, und damit auch die Lage des Schiebermittels für alle Expansionsgrade unverändert bleibe, muß der Radius des Kreisbogens, nach dem die Kouliſſe gekrümmt ist, der Länge der Schubstange gleich sein. Die Gooch'sche Steuerung hat aber gegen die Stephenson'sche den Nachtheil, daß durch die Einschaltung der Schubstange HK der Schieber sehr entfernt von der Axe zu liegen kommt.

Während bei den beschriebenen Steuerungen entweder nur die Kouliſſe, oder nur die Schubstange vom Maschinisten behufs des Umsteuerns bewegt wird, wird bei der **Allan**'schen Steuerung, die in Fig. 219 abgebildet ist, die Umsteuerung durch gleichzeitige Bewegung

Fig. 219.

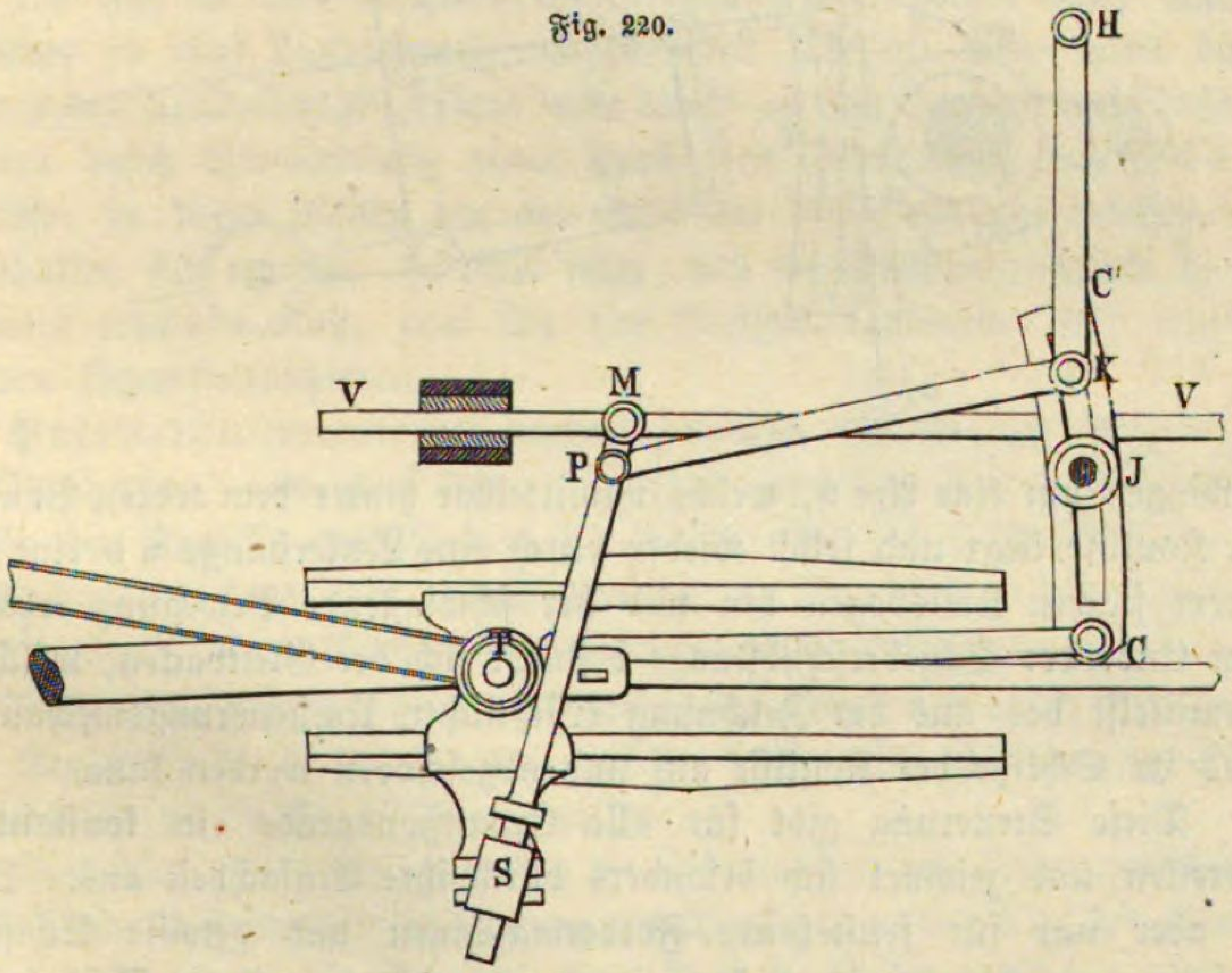


der Kouliſſe und der Schubstange hervorgebracht. Die Kouliſſe CC_1 ist hier geradlinig und hat einen ebenfalls geradlinigen Schlitz, in welchem der am Ende der Schubstange HK sitzende Gleitbacken K auf und ab geschoben werden kann. Bei H schließt sich die Schieberstange an die Schubstange an. Die Kouliſſe ist in ihrem todten Punkte J an der Hängestange S_1 J und die Schubstange HK im Punkte T an der Hängestange ST aufgehängt; beide Hängestangen sind an dem zweiarmigen Hebel S_1 LS befestigt, der vermittelst des Armes LN und der Zugstange NP mit dem Steuerhebel des Maschinisten in Verbindung steht. Durch die Drehung der Axe L wird also gleichzeitig ein Heben der Kouliſſe CC_1 und ein Senken der Schubstange HK, oder umgekehrt, hervorgebracht.

So sinnreich die Allan'sche Steuerung ist, so steht sie doch hinter den Steuerungen von Stephenson und Gooch zurück; hinter der von Stephenson durch die Einschaltung der Schubstange, hinter der von Gooch durch die Veränderlichkeit des Voreilens bei verschiedenen Expansionsgraden, obschon die letztere hier in engeren Grenzen liegt, als bei Stephenson.

Die Steuerung von Heusinger v. Waldegg in Fig. 220 hat nur ein einziges Excenter, das dem Kolben um 90° nacheilt und dessen

Fig. 220.

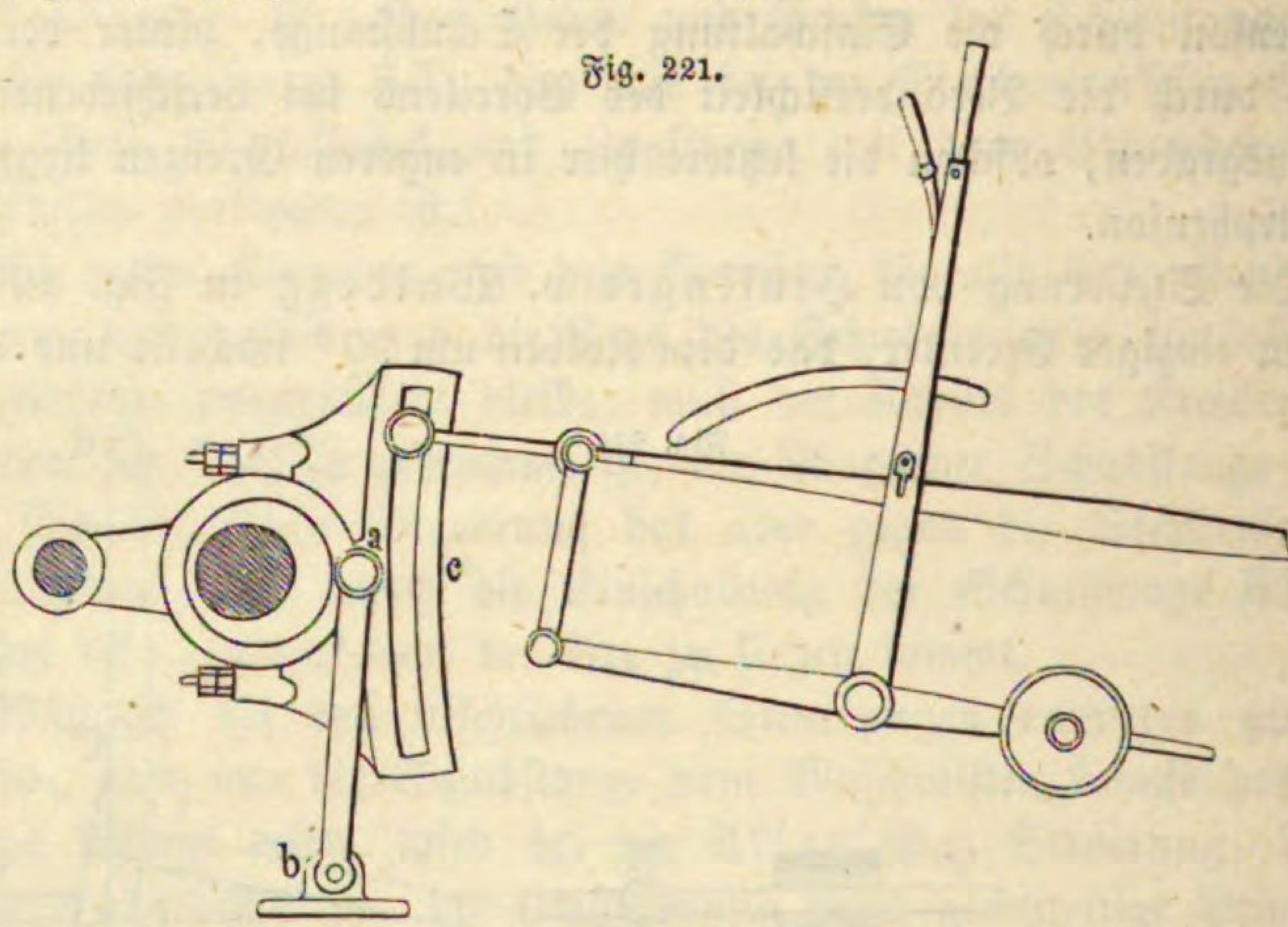


Stange bei C an das untere Ende der Kulisse CC_1 angeschlossen ist. Die kreisbogenförmig gekrümmte Kulisse dreht sich in ihrem todten Punkte um die Axe J und nimmt in ihrem Schlitze den Gleitbacken K auf, der einerseits durch die Hängestange HK, einen Winkelhebel und eine Zugstange mit dem Steuerhebel des Maschinisten verbunden ist und andererseits durch eine Schubstange PK an den Hebel MS sich anschließt. Die Hebel MS umfassen mit ihren oberen Enden M die Schieberstangen VV und schließen sich mit ihren unteren Enden an die Büchsen S, welche in einen an dem Querhaupt T der Kolbenstange befestigten Arm eingelassen sind. Auch diese Umsteuerung hat für alle Expansionsgrade ein konstantes Voreilen.

Die Steuerung von Fink in Fig. 221, S. 334, arbeitet ebenfalls nur mit einem Excenter, das aber um 180° gegen die Kurbel verstellt ist. Die Kulisse c besteht mit dem Excenterringe aus einem Stücke und ist mit

ihrer konkaven Krümmung, deren Radius der Länge der Schieberschubstange gleich ist, gegen den Schieber gestellt. Excenterring und Kulisse

Fig. 221.



schwingen um eine Axe a, welche unmittelbar hinter dem todten Punkte der Kouliſſe liegt und selbst wieder durch eine Lenkerstange a b eine in einem flachen Kreisbogen hin und her schwingende Bewegung erhält. Am Ende der Schieberschubstange befindet sich der Gleitbacken, welcher vermittelst des aus der Zeichnung ersichtlichen Umsteuerungsmechanismus im Schlitze der Kouliſſe auf und abgeschoben werden kann.

Diese Steuerung gibt für alle Expansionsgrade ein konstantes Voreilen und zeichnet sich besonders durch ihre Einfachheit aus. Sie ist aber nur für feststehende Fördermaschinen und gewisse Schiffsmaschinen, nicht aber für Lokomotiven anwendbar, weil der Drehungspunkt der Kouliſſe so nahe an der Axe liegt, daß die Schwingungen und Stöße der Frames der Kouliſſe sich mittheilen und eine unregelmäßige und fehlerhafte Dampfvertheilung verursachen.

Den Umsteuerungen mit einem Schieber macht man den Vorwurf, daß der Dampf hinter dem Kolben eine Kompression erleidet, die um so stärker ist, je stärker man expandirt. Diese Kompression verschwindet aber, wenn man noch einen zweiten Schieber anwendet, der nur den Dampf behufs der Expansionswirkung absperrt, während der von der Kouliſſe bewegte Schieber die Rolle des Vertheilungsschiebers übernimmt. Die Kouliſſe dient in diesem Falle nur zum Umsteuern, während der Expansionsgrad mittels des Expansionsschiebers verändert wird. Ob es vortheilhafter sei, einen oder zwei Schieber anzuwenden, darüber kann noch kein endgiltiges Urtheil gefällt werden; denn es ist nicht festgestellt, ob die Arbeit, welche auf die Kompression

des Dampfes bei einem Schieber, oder die, welche auf die Bewegung des zweiten Schiebers bei zwei Schiebern verwendet wird, größer ist. Neuere Erfahrungen an Lokomotiven scheinen darauf hinzudeuten, daß Kulissensteuerungen mit einem Schieber für Dampfspannungen von weniger als 6 Atmosphären, für höhere Dampfspannungen aber solche mit zwei Schiebern zweckmäßiger sind. Immerhin haftet aber den erstern noch der Fehler an, daß die Dampfwege für den Eintritt bei höhern Expansionsgraden zu früh und zu wenig geöffnet werden.

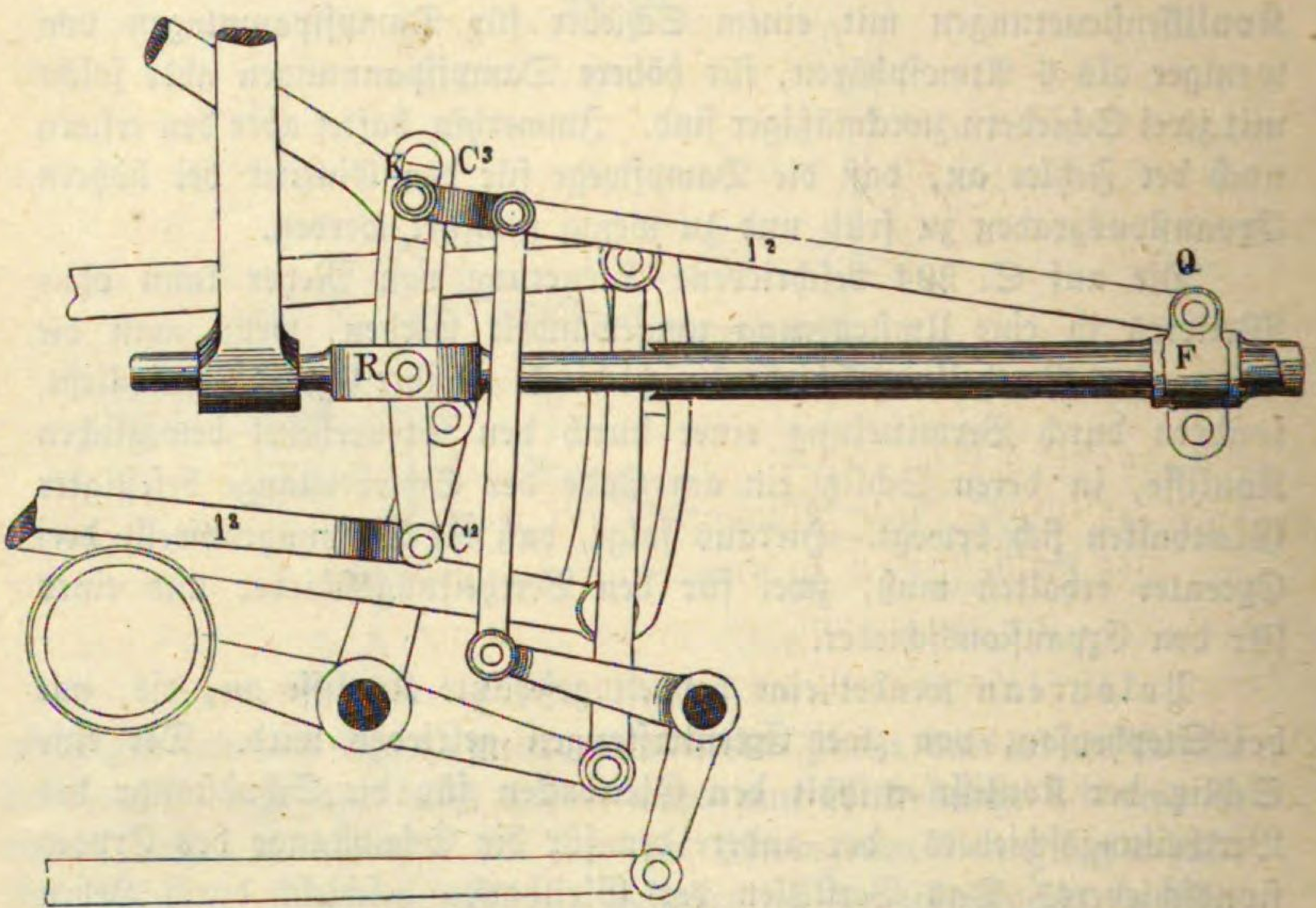
Die auf S. 294 beschriebene Steuerung von Meyer kann ohne Weiteres in eine Umsteuerung umgewandelt werden, wenn man die Stange des Vertheilungsschiebers nicht direkt an ihre Excenter anschließt, sondern durch Vermittelung einer durch den Steuerhebel beweglichen Kulisse, in deren Schlitz ein am Ende der Schieberstange befestigter Gleitbalken sich bewegt. Hieraus folgt, daß die Schwungradwelle drei Excenter erhalten muß, zwei für den Vertheilungsschieber und eines für den Expansionsschieber.

Polonceau wendet eine doppelt geschlitzte Kulisse an, die, wie bei Stephenson, von zwei Excenterstangen getrieben wird. Der eine Schlitz der Kulisse enthält den Gleitbacken für die Schubstange des Vertheilungsschiebers, der andere den für die Schubstange des Expansionsschiebers. Das Verstellen der Gleitbacken geschieht durch Heben und Senken der Schubstangen, welch beide durch Winkelhebel und Stangen mit Steuerhebeln in Verbindung gesetzt sind. Die Anordnung der Schieber ist die in Fig. 178 abgebildete.

Fig. 222, S. 336, zeigt die an Lokomotiven der Schweizerischen Nordostbahn angewendete Steuerung von Volckmar, deren Schieber ebenfalls die Anordnung in Fig. 178 hat. Der Vertheilungsschieber erhält seine Bewegung durch Vermittelung einer Stephenson'schen Kulisse, und der Expansionsschieber wird durch eine zweite Kulisse getrieben, die in einem Schlitze der Expansionsschieberstange um den Zapfen R drehbar ist. An die gekrümmte Kulisse RC^3 des Expansionsschiebers schließt sich unten ein gerader Arm RC^2, dessen unteres Ende durch die Schubstange 1^3 mit dem Ring des Rückwärtsexcenters in Verbindung steht. In der Kulisse RC^3 läßt sich der Gleitbacken K durch Heben oder Senken der Schubstange 1^2, die um die Axe Q drehbar ist, auf- oder abwärts schieben. Die Axe Q befindet sich auf einem Arme F, der auf der Stange des Vertheilungsschiebers befestigt ist und zugleich die Stange des Expansionsschiebers als Führung umfaßt, so daß diese den schrägen Druck der Schubstange 1^2 aufnimmt. Es wird also der Punkt Q durch die Kulisse des Vertheilungsschiebers bewegt und diese Bewegung durch die Schubstange 1^2 auf den Gleitbacken K der Kulisse RC^3 übertragen.

Denkt man sich nun die Schubstange l^2 so weit gesenkt, daß der Gleitbacken K in die Axe R der Expansionskoulisse zu stehen kommt,

Fig. 222.



so nimmt derselbe und also auch der Expansionsschieber die Bewegung des Vertheilungsschiebers an, und es fällt daher der Widerstand des Expansionsschiebers gänzlich weg. Vermöge der Ausführung der Koulisse kann in Wirklichkeit der Gleitbacken nicht ganz so weit gesenkt werden; immerhin erhellt aber, daß bei gesenkter Schubstange der Widerstand des Expansionsschiebers sehr klein ausfällt. Eine Expansion kann hierbei nicht stattfinden, weil der Expansionsschieber wegen seiner geringen relativen Bewegung die Durchlaßkanäle des Vertheilungsschiebers nicht schließen kann. Hebt man dagegen die Schubstange l^2, so wird die relative Bewegung des Expansionsschiebers gegen den Vertheilungsschieber größer und es tritt eine Absperrung der Durchlaßkanäle im Vertheilungsschieber ein. Der Grad der hierdurch bewirkten Expansion im Cylinder hängt von der Höhe ab, um welche man die Schubstange l^2 gehoben hat.

Für die meisten der vorstehend beschriebenen Umsteuerungen sind die Beziehungen zwischen den Stellungen der Steuerungsmechanismen und der Dampfvertheilung ausführlich dargelegt in: Zeuner, Schiebersteuerungen, 4. Aufl. 1874; für die Fink'sche Steuerung in der Ztschr. d. österr. Ing. V. 1862; für die Volckmar'sche Steuerung im Civiling. 1859.

V.

Kondensation.

Die Kondensirung des Dampfes besteht in einer Erkältung, wodurch der größere Theil desselben in tropfbar flüssiges Wasser und der übrige in Dampf von weit geringerer Dichtigkeit und Elasticität verwandelt wird.

Erkältet man 1 Cub.^{m} gesättigten Dampf von 100° C. (in einem Gefäße von gleichem Volumen) auf 42°, so sinkt nach Tab. II das Gewicht des Dampfes von 0,589 Kil. auf 0,055 Kil.; es verwandelt sich somit der Theil 0,589 — 0,055 = 0,534 Kil. in Wasser von 42°. Der übrig bleibende Dampf von 0,055 Kil. Gewicht ist ebenfalls gesättigt, hat aber nur die der Temperatur von 42° zukommende Dichtigkeit von 0,08 Atmosphären.

Da 1 Kil. des ursprünglichen Dampfes 637 Kalorien Wärme enthält, so werden 0,589 Kil. enthalten 0,589 . 637 = 375 Kalorien. Da ferner 1 Kil. Dampf von 42° eine Wärmemenge = 619 Kalorien enthält, so wird der nach der Verdünnung übrig bleibende nur 0,055 . 619 = 34 Kalorien und das entstandene Wasser 0,534 . 42 = 22,4 Kalorien enthalten; daher müssen dem ersten durch die Erkältung

375 — 34 — 22,4 = 318,6 Kalorien

entzogen worden sein. Und würde diese Erkältung von Dampf von 42° in einem viel kleinern Raume allmälig veranstaltet, so bliebe nur sehr wenig Dampf von 0,08 Atmosphären zurück; fast aller würde zu Wasser verdichtet, und ihm müßte nahe alle Verdampfungswärme entzogen werden, daher nur noch die Flüssigkeitswärme, welche 42° entspricht, verbleiben.

Bei Dampfmaschinen hat eine solche Kondensirung keinen andern Zweck, als die dadurch bewirkte Verminderung des Druckes. Indem man nämlich den Dampf, der gegen die eine Seite des Kolbens drückt, kondensirt, erhöht man die Differenz der Dampfspannungen auf den Kolben. Und klar ist, daß, so lange man nur Dampf von 1 Atm. oder wenig stärkerem Druck verwendete, oder bloß atmosphärische und Niederdruckmaschinen kannte, eine Kondensirung des gebrauchten Dampfes durchaus nothwendig war, um das Hin- und Hergehen eines Kolbens zu ermöglichen, weil zu diesem Zwecke auf der Rückseite ein ungleich schwächerer Gegendruck statt finden muß.

Wendet man höher drückenden Dampf an, so ist zwar die Kondensirung nicht streng nothwendig; denn verschafft man dem gebrauchten Dampfe einen Abzug in die Luft, so vermindert sich seine Spannung

sofort bis nahe der der Atmosphäre, und es erlangt der jenseits wirkende Dampf bereits ein Uebergewicht; allein auch in diesem Falle wird die Differenz zwischen Druck und Gegendruck im Cylinder bei statthabender Kondensirung größer werden.

Man sollte demnach glauben, daß für alle Maschinen eine Kondensirung des gebrauchten Dampfes, und zwar eine möglichst vollkommene, wenn nicht unentbehrlich, doch in hohem Grade nützlich sei. Und so verhielte es sich auch, wenn nicht in einzelnen Fällen andere Umstände mitberücksichtigt werden müßten. So wird, wie wir unten sehen werden, eine beträchtliche Menge Wasser zur Erkältung nöthig; wo dieses Wasser fehlt oder mit zu großen Kosten beschafft werden muß, wird die Kondensirung unterbleiben. Bei Lokomotiven wird nicht kondensirt, weil zu viel kaltes Wasser mitgeführt werden müßte und weil der abgehende Dampf, indem er durch das Kamin streicht, den Zug anfachen soll. Man wird bei Maschinen, wo der abgehende Dampf zur Heizung von Lokalitäten, zur Erwärmung von mit Wasser gefüllten Bütten, Trocken-Cylindern 2c. benützt werden soll, die Kondensirung ebenfalls nicht anwenden. Endlich wird sie auch bei kleinen Maschinen, welche die Einrichtung kostspieliger und komplicirter machen, meistens weggelassen.

Die Kondensatoren zerfallen in zwei Klassen:

a) solche, bei denen das kalte Wasser und der verbrauchte Dampf in einen gemeinschaftlichen Raum eingeführt werden, die sogenannten Einspritzkondensatoren, und

b) solche, bei denen das den verbrauchten Dampf aufnehmende Gefäß vom kalten Wasser umspült wird, die sogenannten Oberflächenkondensatoren.

1.

Kondensation durch Einspritzen.

Die allgemeine Einrichtung einer Kondensirvorrichtung durch Einspritzen zeigt Fig. 223, S. 339. Ihre wesentlichen Theile sind folgende:

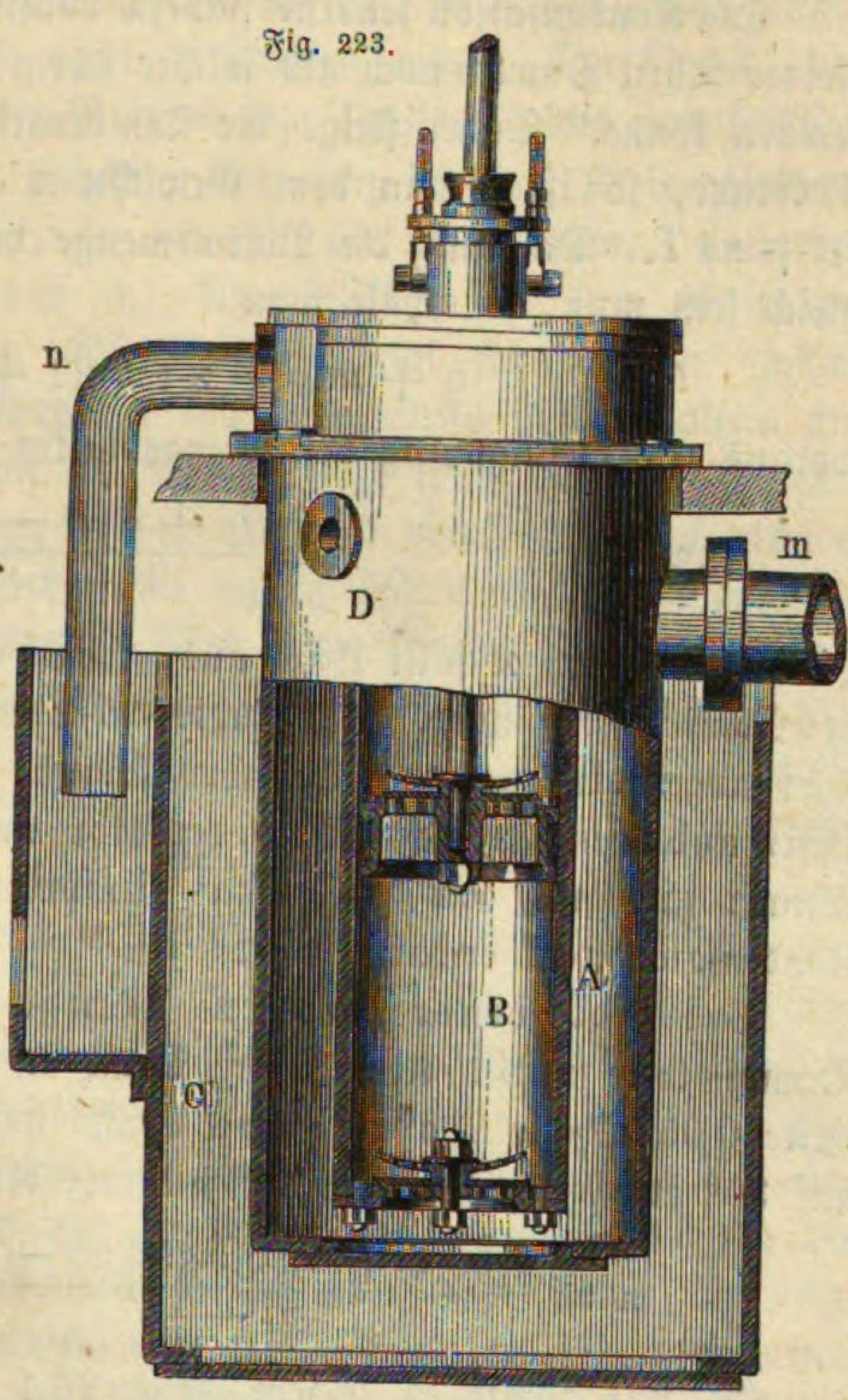
1) Der eigentliche Kondensator A, ein luftdicht abgeschlossenes Gefäß, in welches sich der Dampf aus dem Cylinder durch die Röhre m ergießt;

2) die Luftpumpe B, welche das durch die Kondensation entstehende warme Wasser und die mit dem kalten Wasser zugeführte Luft durch das Rohr n fortschafft;

3) der Kaltwasserbehälter oder die Cisterne C, ein kaltes Wasser enthaltendes Gefäß, in welches der Kondensator eingestellt oder eingehängt ist;

4) die **Einspritzröhre** D (Injektionsröhre) mit einem Hahnen, durch welchen die Menge des eingespritzten Wassers regulirt wird (Einspritzhahnen, Injektionshahnen), und einer Brause, welche das Wasser in feine Strahlen zertheilt;

Fig. 223.



5) eine **Kaltwasserpumpe**, die das kalte Wasser liefert und in die Cisterne ergießt, sofern das Wasser nicht selbst zufließt.

Die Kolben der beiden Pumpen werden bei Balanciermaschinen durch den Balancier direkt, bei Maschinen ohne Balancier entweder von der Dampfkolbenstange aus durch Vermittelung von Traversen oder Winkelhebeln, oder von der Schwungradwelle aus getrieben. Bei großen Dampfmaschinenanlagen stellt man sogar bisweilen zu ihrem Betriebe besondere, von der Hauptmaschine unabhängige Dampfmaschinen auf, in ähnlicher Weise, wie die Speisung der Dampfkessel von besonderen Dampfpumpen (S. 188) besorgt wird.

Um das Kondensationsgeschäft richtig zu beurtheilen, haben wir hauptsächlich die Menge des erforderlichen Abkühlungswassers und die Funktionen der Luftpumpe näher zu betrachten.

a. Wassermenge.

Es gelange 1 Kil. Dampf, ob trocken oder feucht, aus dem Kessel in den Cylinder, so wird die im Dampf enthaltene äußere latente Wärme während der Volldruckperiode (S. 68), ebenso ein Theil Wärme während der Expansionsperiode in Arbeit verwandelt.

Es sei am Ende der Expansion die Flüssigkeitswärme $= q$, die Dampfwärme $= \varrho$ und die in der Mischung enthaltene Dampfmenge $= m$, so geht die Mischung in den Kondensator ab mit der Wärme $q + m\varrho$.

Dort trete sie mit x Kil. kaltem Wasser von der Temperatur t zusammen, so wird die in diesem Wasser enthaltene Wärme t x sein.

Die Kondensation sei eine nahezu vollständige, so daß nur ein sehr kleiner Theil Dampf noch als solcher übrig bleibe, von dem abgesehen werden könne. Dabei steige die Temperatur des kalten Wassers auf T Grade, so ist die in dem Gewichte 1 + x enthaltene Wärme = (1 + x) T. Da nun die Wärmemenge vor und nach der Mischung gleich sein muß, so erhält man

$$q + m\varrho + x t = (1 + x) T;$$

woraus zur Bestimmung der Menge kalten Wassers folgt

$$(53) \qquad x = \frac{q + m\varrho - T}{T - t}.$$

Der Werth x fällt klein aus, wenn rechts der Zähler klein und der Nenner groß wird. Der Zähler aber wird klein, wenn der Dampf stark abgekühlt aus dem Cylinder kommt, wenn er viel Wasser mitführt und wenn er sich im Kondensator nur wenig abkühlen soll; der Nenner fält groß aus, wenn das Einspritzwasser recht kalt ist und im Kondensator stark erwärmt wird.

Beispiel einer großen Menge kalten Wassers. Der Dampf trete mit 1 Atmosphäre Druck in den Kondensator und enthalte 0,05 Theile Wasser. Das Einspritzwasser habe 15°, und werde auf 30° erwärmt, so ist mit Benützung der Tabelle II

$$x = \frac{100{,}5 + 0{,}95 \,.\, 496{,}25 - 30}{30 - 15} = 36{,}1 \text{ Kil.}$$

Es sind somit in diesem Falle 36,1 Kil. kaltes Wasser nöthig, um 1 Kil. des Abdampfes zu kondensiren.

Beispiel einer kleinen Menge kalten Wassers. Der Dampf trete mit 0,5 Atm. Druck aus dem Cylinder und enthalte 0,30 Wasser; das Einspritzwasser sei 8° kalt und werde auf 45° erwärmt, so wird

$$x = \frac{81{,}71 + 0{,}7 \,.\, 510{,}76 - 45}{45 - 8} = 10{,}7 \text{ Kil.};$$

diese Wassermenge ist nur cirka $^2/_7$ der obigen.

Die Werthe von q, ϱ und m sind durch das Kessel- und Maschinensystem bedingt und der Werth t von der äußern Temperatur. Gewöhnlich nimmt man t = 10° bis 12° an.

Die Temperatur T des heißen Wassers hängt ausschließlich von der günstigsten Wirkung des Kondensators ab. Diese aber ist wie folgt zu beurtheilen.

Das Einspritzwasser führt etwas atmosphärische Luft mit in den Kondensator; diese tritt in dem luftverdünnten Raume sogleich hervor. Jede der beiden Flüssigkeiten, Luft und Dampf, füllt den Raum gerade so aus, als ob die andere nicht vorhanden wäre. Der Druck, den das Gemenge ausübt, ist die Summe der Drucke, welche jede Flüssigkeit für sich allein ausüben würde. Nimmt z. B. das Kondensationswasser 46⁰ Temperatur an, so herrscht im Kondensator, nach der Kondensation, ein Druck von 0,1 Atmosphäre, der vom übrig gebliebenen Dampf herkommt. Die Luft erwärmt sich auf 46⁰, dehnt sich aus und nehme z. B. ebenfalls 0,1 Atm. Druck für sich allein an, so wird im Kondensatorraum ein Druck = 0,2 Atm. vorhanden sein.

Kühlt man nun weniger stark ab, so wird der Dampfdruck größer, dagegen der Luftdruck kleiner, weil wenig kaltes Wasser nöthig ist, also auch wenig Luft eindringt. Kühlt man stärker ab, so wird der Dampfdruck kleiner, der Luftdruck größer, weil mehr Luft zutritt und die Luftpumpe eine schwächere Entleerung herbeiführt. Im erstern Falle hat die Luftpumpe eine kleine, im letztern Falle eine große Masse Wasser fortzuschaffen.

Um bei einer ausgeführten Maschine die günstigste Wirkung des Kondensators zu ermitteln, setze man dieselbe eine Zeit lang in Betrieb mit konstantem Dampfdruck und konstanter Füllung (ausgehängtem Regulator), also mit möglichst konstantem Widerstand der Fabrike, öffne den Hahnen der Röhre, welche das kalte Wasser in den Kondensator leitet, nur wenig, so wird nur schwach kondensirt und es geht die Fabrike langsam. Man lasse mehr kaltes Wasser eintreten, so wird stärker kondensirt und die Fabrike bewegt sich schneller. Geht man mit dem Wasserzufluß über eine gewisse Grenze hinaus, so bewegt sich die Fabrike wieder langsamer. Es läßt sich sogar denken, daß mehr Wasser in den Kondensator gelangt, als die Luftpumpe wegzuschaffen vermag. In diesem Falle füllt sich der Kondensatorraum, sowie die Leitung zwischen Kondensator und Cylinder, so daß zuletzt Wasser in den Cylinder kommen könnte.

Es gibt daher eine günstigste Wassermenge. Aus Versuchen hat sich ergeben, daß die entsprechende Temperatur im Kondensator zwischen 32^0 und 40^0 liegt und zu 36^0 angenommen werden kann. Setzt man

$$T - t = 36 - 12 = 24^0$$

in Formel (53), so erhält man für die zwei obigen Annahmen

Wassermenge $x = 22,3$ und 16,8 Kil.

Mithin kann man durchschnittlich auf 1 Kil. Speisewasser 20 Kil. Kondensationswasser rechnen.

Der Verbrauch an Dampf, beziehungsweise an Wasser, durch die einzelnen Maschinensysteme, wird erst später berechnet; gleichwohl mag hier folgende Uebersicht am Platze sein, worin die eine Wassermenge 20mal größer als die andere angenommen ist.

	Wasserverbrauch per Pferd in der Stunde.	
	Speisewasser.	Kondensationswasser.
Maschine ohne Expansion . .	25 Kil.	500 Kil.
Woolf'sche Maschine	16 „	320 „
Sulzer'sche Ventilmaschine . .	10,6 „	212 „

Die Formel (53) kann auch zur Bestimmung der Größe m benützt werden. Man beobachte zu diesem Zwecke die Wassermengen, welche innerhalb einer bestimmten Dauer in den Kondensator geführt und aus demselben abgeleitet werden, sowie ihre Temperaturen, so kennt man die Werthe x, T und t. Kann man nun noch aus Diagrammen, Fig. 15, S. 60, welche der Indikator liefert, die Spannung des Dampfes am Ende der Expansion, also beim Austritt aus dem Cylinder, bestimmen, so erhält man mittelst Tabelle II auch die Größen q und ϱ und damit alle Daten, welche zur Berechnung des Dampfes m dienen. Daraus aber ergibt sich die Wassermenge 1 — m, welche in 1 Kil. der Mischung enthalten ist, wie sie den Cylinder verläßt.

Dieser Wassergehalt besteht im Allgemeinen aus zwei Theilen: einem Theil, der aus dem Kessel kommt und einem andern, der sich während der Expansion im Cylinder durch Kondensation bildet. Formel (18), S. 65, zeigt, wie der letztere Theil aus der geleisteten Arbeit, beziehungsweise der Spannungs- oder Temperaturabnahme berechnet wird. Zieht man diesen Theil ab vom ganzen Wassergehalt 1 — m, so erhält man den ersten Theil, d. h. den Theil Wasser, welchen der Dampf aus dem Kessel entführt.

b. Kaltwasserpumpe.

Vor dem Aufstellen einer Kondensationsmaschine hat man sich vorher zu versichern, ob genügender Wasservorrath zum Kondensiren vorhanden sei. Wenn dieß nur zeitweise der Fall ist, so wäre zu prüfen, ob sich für die Dauer des Vorhandenseins die Kondensations-Anlage lohne. Im bejahenden Falle ist die Maschine so einzurichten, daß mit und ohne Kondensation gearbeitet werden kann. Wenn Wasser dauernd vorhanden, jedoch nur z. B. für die Hälfte der Kraft, so ist zu erwägen, ob nicht zwei Maschinen beschafft werden sollen, die eine mit, die andere ohne Kondensation. Ferner kann in Frage kommen, ob nicht große Behälter anzulegen seien, um den Zufluß außerhalb der Betriebszeit zu sammeln, oder darin den Zufluß von kaltem Wasser

durch warmes Kondensationswasser zu ergänzen und so lange stehen zu lassen, bis es zur Kondensation fähig wird.

Das Wasser kann dem Kondensator zugeleitet werden, wenn das Niveau im Zuleitungs-Reservoir (Kanal, Fluß 2c.) höher, gleich hoch oder etwas tiefer liegt, als das im Kondensator. Gesetzt es trete in diesem eine Luftverdünnung ein, daß der Druck 0,2 einer Atmosphäre betrage, so könnte das Wasser durch den äußern Luftdruck auf 0,8 . 10,33 = 8,264^m gehoben werden. Allein das Ansaugen soll noch erfolgen, selbst wenn der Kondensator nur eine ganz schwache Luftverdünnung hervorbringt. Es mag daher zweckmäßig sein, das Wasser durch den Kondensator nicht höher als 2^m zu heben.

Wenn nun einer der erwähnten Fälle nicht vorhanden, so ist einleuchtend, daß die Herbeischaffung des Wassers eine Pumpe von ansehnlichen Dimensionen und meist einem nicht geringen Aufwand an Kraft erfordert. Bei Berechnung der Dimensionen der Pumpe ist es ohnedieß rathsam, sich nicht auf den streng nöthigen Bedarf zu beschränken, sondern die Pumpe so zu konstruiren, daß sie wenigstens $^4/_3$ desselben liefern kann.

Formel (42), S. 187, gibt den Zusammenhang zwischen den Dimensionen einer einfach wirkenden Pumpe, deren Geschwindigkeit und der Wassermenge an. Sie kann also auch hier benützt werden, nur bezeichnet alsdann Q den größten Wasserbedarf statt den normalen.

Bei einer doppelt wirkenden Pumpe ist das Volumen, welches der Kolben per Kolbenspiel beschreibt (unter Beibehaltung der Bezeichnung auf S. 187) = 2 F s; daher

$$(54) \qquad 2\,F\,s = \frac{4\,Q}{3\,n}.$$

Aus den Formeln (42) und (54) kann eine der Größen F, s, n berechnet werden, wenn man die andere annimmt.

Dabei ist aber zu beachten, daß die mittlere Kolbengeschwindigkeit gewisse Grenzen nicht überschreiten darf, damit die angesogene Wassersäule sich nicht vom Kolben abtrenne. Diese Grenze mag für kurze Saugröhren 0,75^m, für lange 0,45^m sein.

Beispiel. Eine Sulzer'sche 50pferdige Ventilmaschine verbraucht per Pferd in der Stunde (S. 342) 50 . 10,6 Liter Speisewasser, also cirka 50 . 10,6 . 20 Liter Kondensationswasser, was per Minute 177 Liter ausmacht. Man nehme dafür Q = 240 Liter.

Der Pumpenkolben soll 0,35^m Hub erhalten und 55 Kolbenspiele per Minute machen, so wird die Kolbengeschwindigkeit (Formel 50)

$$v = \frac{2Hn}{60} = \frac{2 \cdot 0{,}45 \cdot 55}{60} = 0{,}645^{m},$$

eine Geschwindigkeit, welche als zulässig bezeichnet werden könne.

Nach den vorstehenden Daten erhält man nun mittelst Formel (54) als Querschnitt der doppelt wirkenden Pumpe (für Decimeter)

$$F = \frac{4 \cdot 240}{2 \cdot 4{,}5 \cdot 3 \cdot 35} = 1{,}02 \;\square^{dm}.$$

Saug- und Druckröhren sollen möglichst weit sein; jedenfalls sollte die Geschwindigkeit des Wassers darin $0{,}9^{m}$ nicht überschreiten.

Die Konstruktion der Pumpe wollen wir nicht näher erläutern. Die Pumpe soll, wenn die Verhältnisse es erlauben, von der Hauptdampfmaschine aus getrieben werden und nicht von einer Nebendampfmaschine, weil die letztere in der Regel weniger ökonomisch arbeitet, ferner nicht über 7^{m} Höhe über dem Unterwasserspiegel erhalten und so aufgestellt werden, daß man leicht zu ihr gelangen kann, um sie stets in gutem Stand zu erhalten. Die untere Oeffnung des Saugrohrs ist mit einem Seiher zu versehen.

Da das zur Kondensirung erforderliche Wasserquantum nach den Umständen bedeutend variiren muß, so wäre zu wünschen, wie die Injektion so auch die Arbeit der Kaltwasserpumpe selbst reguliren zu können. Eine Aenderung in der Lieferung von Wasser kann aber nur durch Verändern der Hubhöhe erreicht werden. Geschieht dieß nicht, was auch meistens der Fall ist, so wird das überschüssige Wasser durch ein Seitenrohr abzuleiten sein.

c. Der Kondensator und die Funktionen der Luftpumpe.

Damit die Kondensation ungehindert vor sich gehe, muß der Inhalt des Kondensators die gehörige Geräumigkeit haben und das Dampfzuleitungsrohr m nicht zu eng sein. Der Inhalt des Kondensators darf nicht weniger als $1/3$ des Dampfcylinder-Inhalts betragen.

Offenbar muß das Injektionswasser beständig wieder aus dem Kondensator herausgeschafft werden. Es geschieht dieß vermittelst einer Pumpe B, der sogenannten Luftpumpe. Diese hat aber noch den weitern Zweck, die bei Minderung des Druckes aus dem Wasser entweichende Luft fortwährend auszupumpen.

So klein der Luftgehalt des Wassers ist und so sehr die austretende Luft sich ausdehnend verdünnt, so wird doch, indem Luft und Dampf sich durchdringen, der Druck des noch vorhandenen, verdünnten Dampfes dadurch meist von $1/15$ auf $2/15$ Atm. erhöht, und ungleich mehr, wenn durch die Stopfbüchse, Fugen oder feine Risse Luft eindringen sollte.

Bei der in Fig. 223 abgebildeten Kondensationsvorrichtung ist die Luftpumpe als einfach wirkend angenommen worden. Der Kolben hat hierbei eine Durchgangsöffnung, welche von einer kreisrunden Kautschukplatte regulirt wird. Beim Aufgang des Kolbens legt sich diese Platte gegen ein Gitterwerk, das ihre Durchbiegung verhindert, und beim Niedergang gegen einen Fangtrichter, der ebenfalls gitterförmige Durchbrechungen hat, um dem Wasser leichteren Abfluß zu gewähren. Versieht man die Platte äußerlich mit schrägen Einschnitten, so dreht sie sich jedesmal, wenn sie sich hebt, ein klein wenig; die Veränderung ihrer Lage auf dem Gitter, die hierdurch hervorgebracht wird, trägt zu ihrer Erhaltung bei. Früher wandte man häufig Klappen aus Rothguß oder Messing an; doch sind dieselben wegen ihres stärkeren Schlages fast vollständig durch die Kautschukklappen verdrängt. Diese bedürfen indessen einer sorgfältigen Wartung. Kommt es z. B. vor, daß beim Anlassen der Maschine das Einspritzwasser nicht zufließt, so füllt sich Kondensator und Luftpumpe mit heißem Dampf, der den Kautschuk erweicht und möglicherweise unbrauchbar macht. Eine ähnliche Klappe, wie die beschriebene, dient als Saugventil am untern Ende des Luftpumpencylinders.

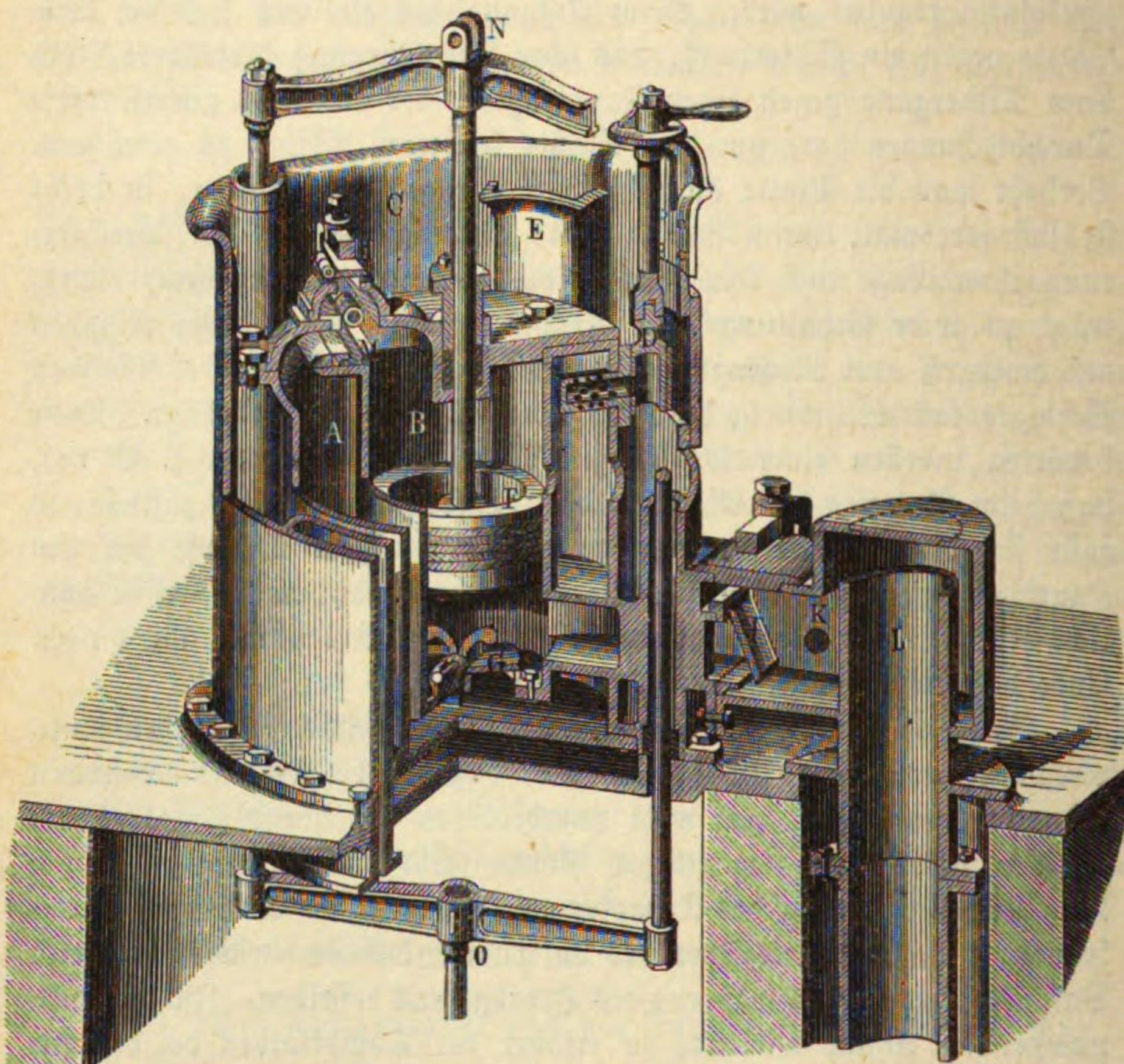
Betrachten wir die Verrichtungen einer einfach wirkenden Luftpumpe etwas näher, so finden wir, daß sie bei doppelt wirkenden Dampfmaschinen zu einem nicht unerheblichen Uebelstand Anlaß geben. Obschon nämlich im eigentlichen Kondensator eine beständige Abkühlung und Verdichtung des Dampfes vor sich geht, so wird doch unverkennbar beim Aufwärtsziehen des Luftpumpenkolbens ein vollständigeres Vakuum erzeugt, als während des Herabgehens desselben. Ist die Luftpumpe nun einfach wirkend, so erfährt der Dampfkolben bei der Bewegung nach der einen Richtung einen etwas größern Gegendruck, als bei der Bewegung nach der andern Richtung, während derselbe bei beiden gleich sein sollte. Und daraus ergibt sich nicht bloß eine nachtheilige Ungleichheit, sondern auch noch der weitere Uebelstand, daß der Expansionsgrad beschränkt wird.

Bei einfach wirkenden Dampfmaschinen, z. B. Cornwallmaschinen, fällt dieser Uebelstand weg. Der Dampf wirkt hier nur auf die eine Kolbenfläche, wobei zugleich die Luftpumpe gehoben wird. Das Vakuum wird möglichst vollkommen und der Dampf kann mit stärkerer Expansion wirken. Beim Rückgang aber ist der größere Druck nur wünschenswerth, weil er auf das Gegengewicht, welches den Rückgang des Kolbens hervorbringt, unterstützend wirkt.

Um bei doppelt wirkenden Maschinen die bezeichneten Uebelstände zu beseitigen, wendet man häufig doppeltwirkende Luftpumpen an,

Eine kompendiöse Kondensationsvorrichtung dieser Art zeigt Fig. 224. Cisterne C, Kondensator A und Luftpumpencylinder B sind aus einem

Fig. 224.



Stücke gegossen, und Böden und Deckel sind aufgeschraubt. Der Dampf tritt in den Kondensator A im oberen Theile desselben ein, und in gleicher Höhe wird durch den Einspritzhahnen D mit Brause das kalte Wasser eingeführt, welches die Kaltwasserpumpe in die Cisterne C liefert. Ein Wasserüberschuß im Kondensator steigt durch ein Rohr E auf und fließt durch ein Ansatzrohr ab. Der Kolben F ist nicht durchbrochen, sondern hat einen massiven Boden. Wenn derselbe aufsteigt, saugt er das warme Wasser und die Luft durch das Fußventil G nach und treibt die oberhalb des Kolbens angesammelte Luft durch das Ventil H aus. Beim Niedergange drückt er Wasser und Luft durch die Klappe J in einen Raum, aus dem die Speisepumpe ihren Bedarf durch das Rohr K entnimmt, während der Ueberschuß durch das Rohr L abfließt. Zu gleicher Zeit öffnet er die Klappe M und saugt aus dem

Kondensator die Luft nach, die mit dem kalten Wasser eingedrungen war, um sie beim nächsten Aufgange durch die Klappe H wieder auszutreiben. Ihren Betrieb erhält diese Pumpe von der Schwungradwelle aus durch ein Excenter, dessen Stange bei N an den Kreuzkopf der Luftpumpenkolbenstange sich anschließt. Mit dem Kreuzkopf N ist durch zwei vertikale Stangen ein zweiter Kreuzkopf O verbunden, der die Bewegung auf die Kaltwasserpumpe überträgt.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit kann weit größer sein als die einer gewöhnlichen Wasserpumpe und jedenfalls bis auf $1{,}50^m$ ansteigen.

Um die Dimensionen der Luftpumpe zu bestimmen, gehen wir von der Annahme aus, es seien zu 1 Kil. Speisewasser 25 Kil. Einspritzwasser erforderlich.

Volldruckmaschine mit Niederdruck. Es sei das vom Dampfkolben per Hub beschriebene Volumen V, ferner die Spannung des Dampfes 1,2 Atm., so ist das Gewicht von 1 $Kub.^m$ desselben (Tabelle II) $= 0{,}7$ Kil., also das Gewicht von V $Kub.^m = 0{,}7$ V Kil. Mithin entstehen per Hub 0,7 V Liter Wasser aus dem Dampfe. Zur Kondensation sei 25mal mehr Einspritzwasser nöthig, so werden zusammen $0{,}7\ V + 25 \,.\, 0{,}7\ V = 18{,}2\ V$ Liter Wasser per Hub in den Kondensator kommen. Nimmt man an, daß das Wasser dem Volumen nach mit $\frac{1}{18}$ Luft gemischt sei, die durch die Wirkung des Kondensators von 1,2 Atm. auf 0,072 Atm., d. i. die der Temperatur von 40^0 entsprechende Spannung verdünnt worden ist, so ist obiges Wasservolumen noch um $\frac{1}{18} \cdot \frac{1{,}2}{0{,}072}$ oder 0,8 ihres Betrages zu vermehren. Da aber die beigemengte Luft auch noch mit dem Wasser von 12^0 bis auf 40^0, also um 28^0, sich erwärmt und dabei um $\frac{28}{272} = 0{,}1$ sich ausdehnt, so erhebt sich dadurch das Luftvolumen auf $0{,}8 + 1{,}1 \,.\, 0{,}8$ oder 0,88 des Wasservolumens. Der beigemischte Dampf nimmt im Luftraum Platz und kommt daher nicht in Rechnung. Es ist daher das per Maschinenhub durch die Luftpumpe fortzuschaffende Wasser- und Luftvolumen

$$18{,}2\ V + 0{,}88 \,.\, 18{,}2\ V = 34{,}2\ V \text{ Liter.}$$

Da das Volumen des Cylinders $= 1000$ V Liter, so ist das Verhältniß beider

$$\frac{34{,}2}{1000} = \frac{1}{29}.$$

Beträgt der Wirkungsgrad der Pumpe $^7/_{10}$ und macht man ihr Volumen der Sicherheit wegen 2mal größer, als es nach dem eben berechneten Wasser- und Luftvolumen sein müßte, so wird das Volumen der Luftpumpe

$$\frac{1}{29} \cdot \frac{10}{7} \cdot 2\,V = \frac{1}{10}\,V.$$

Wenn daher die Pumpe doppelt wirkend ist wie die Maschine, so soll ihr Volumen $\frac{1}{10}$ sein vom Volumen des Dampfcylinders. Ist die Pumpe einfach wirkend, so muß ihr Volumen 2mal größer, also $\frac{1}{5}$ V sein.

Watt nahm das Volumen seiner einfachwirkenden Luftpumpen zu $^2/_9$ vom Inhalt des Dampfcylinders an.

Expansionsmaschinen mit Hochdruck. Für 6 Atm. Dampfdruck ist das Gewicht von 1 Kub^{m}. Dampf = 3,179 Kil., also dasjenige von V Kub^{m}. für einen Hub bei ganzer Füllung = 3,179 V. Kil. oder ebenso viel Liter Wasser. Dazu kommt 25mal mehr Kondensationswasser, so daß im Ganzen per Kolbenspiel 26 . 3,179 V = 82,7 V Liter Wasser in den Kondensator kommen. Ist das Verhältniß zwischen dem Luft- und Wasservolumen wie oben, so beträgt das von der Luftpumpe per Kolbenspiel fortzuschaffende Wasser- und Luftvolumen 82,7 V + 0,88 . 82,7 V = 155,5 V Liter. Mithin wird das Verhältniß zwischen dem Volumen 155,5 V und dem Volumen 1000 V des Dampfcylinders

$$\frac{155{,}5}{1000} = \frac{1}{6{,}43}.$$

Beträgt auch hier der Wirkungsgrad 0,7 und macht man das Volumen der Luftpumpe 2mal größer als absolut nöthig, so wird dasselbe für eine doppeltwirkende Pumpe und eine Maschine ohne Expansion

$$\frac{1}{6{,}42} \cdot \frac{10}{7} \cdot 2\,V = \frac{4}{9}\,V.$$

Allein Maschinen mit Hochdruck und Kondensation haben auch Expansion. Dehnt sich der Dampf im Cylinder aus von 1 auf e, so wird vorstehendes Volumen nur

$$\frac{4}{9} \cdot \frac{V}{e}.$$

Für eine 4fache Expansion ist e = 4; daher das Volumen der Luftpumpe

$$\frac{4}{9} \cdot \frac{V}{4} = \frac{1}{9}\,V,$$

also annähernd wie für eine Niederdruckmaschine.

Ist die Pumpe einfachwirkend, so muß ihr Volumen das Doppelte des vorstehenden Werthes betragen.

Bei der Berechnung der Betriebskraft kann man annehmen, daß Reibung und Gegendruck sich kompensiren, daß der Kolben also beim Ansaugen gerade den Widerstand einer Atmosphäre zu überwinden hat. Der Kolben einer einfachwirkenden Pumpe von 0,1 □^{m} Querschnitt hat also 1033 Kil. Druck auszuhalten. Beträgt ferner der Hub 1^m und die Spielzahl pro Min. 25, so ist die zum Betrieb nöthige Arbeit per Sekunde

$$\frac{1033 \,.\, 25}{75 \,.\, 60} = 5{,}74 \text{ Pferde.}$$

Eine doppelt wirkende Pumpe würde für dieselbe Leistung nur 0,05 □^{m} Querschnitt erhalten, aber bei jedem Spiele zweimal arbeiten; die Betriebskraft bliebe also dieselbe.

Hat der Brunnen, der das kalte Wasser liefert, eine geringe Tiefe, so ist es, wie oben (S. 343) erwähnt, möglich, dasselbe durch die Luftpumpe unmittelbar in den Kondensator zu fördern, und es wird dann sowohl die Kaltwasserpumpe, als die Cisterne entbehrlich. Es ist indessen nicht zu verkennen, daß dieses Verfahren stets etwas Mißliches hat, so sehr es sich durch seine Einfachheit empfiehlt. Denn wendet man aus Vorsicht dieses Mittel auch nur bei einer mäßigen Tiefe an, so kann doch zuweilen auf einen Augenblick das aufsteigende Wasser nicht die gehörige Höhe erreichen. Die geringste Unterbrechung des Zuflusses führt aber bald zu einer gänzlichen Hemmung desselben, und das Wasser erhitzt sich dann im Kondensator bis zum Sieden. Die Betriebskraft wird übrigens nur in sofern vermindert, als die Nebenhindernisse einer Pumpe wegfallen, während die Arbeit zum Heben des Wassers dieselbe bleibt.

d. Prüfung der Kondensationswirkung.

Obgleich man nach dem Gesagten durchaus auf keine vollständige Kondensirung bedacht sein kann, so bleibt doch sehr wichtig, fleißig zu prüfen, bis zu welchem Grade die Spannung des Dampfes im Kondensator wirklich vermindert ist, da dieß der erste und wesentliche Zweck dieses Apparats ist. Ueberdieß ist eine mangelhafte Funktion auch darum zu verhüten, weil sie häufig von Fehlern herrührt, die noch andere Nachtheile mit sich bringen.

Es sollte nun dieselbe sehr einfach mittelst eines Thermometers in Erfahrung gebracht werden können, da man die Spannung des bis zu einer gewissen Temperatur abgekühlten Dampfes kennt (S. 41). In der Wirklichkeit ist aber die Spannung des Dampfes stets um diejenige der Luft, welche aus dem kalten Wasser entweicht, größer.

Gewöhnlich ist man zufrieden, wenn sich der Druck des Dampfes

im Kondensator auf $1/_{15}$ Atm., derjenige der Luft auf ebenso viel, also der Gesammtdruck auf $2/_{15}$ oder 0,133 Atm. reducirt. Dieser Spannung des Dampfes entspricht nach Tabelle I eine Temperatur von 38°. Ein Gesammtdruck von 0,1 Atm. muß als ein sehr günstiger bezeichnet werden.

Um nun diese effektive Spannung zu jeder Zeit direkt zu erfahren, bedient man sich eines sogenannten Vakuummeters, d. h. eines (verkehrten) Barometers, dessen oberes Ende nicht wie bei gewöhnlichen geschlossen ist, sondern mit dem Kondensator kommunicirt.

Denn beträgt die normale Barometerhöhe 76^{cm}, so würde das Quecksilber, weil die äußere Luft unten auf dasselbe drückt, bis auf 75^{cm} steigen, wenn im Kondensator ein vollkommenes Vakuum vorhanden wäre. Erhebt es sich aber z. B. nur auf 66^{cm}, so ist daraus ersichtlich, daß der Dampfdruck im Kondensator $76 - 66 = 10^{cm}$ betragen muß, oder noch $^{10}/_{76} = 0,133$ einer Atmosphäre.

Leicht verräth immerhin schon die Temperatur einen namhaften Uebelstand; schwer ist aber oft, kommt ein solcher vor, die wahre Ursache desselben zu entdecken und demselben abzuhelfen. Wird das Wasser zu warm, so liegt die Schuld gemeiniglich zwar daran, daß der Zuflußhahnen nicht genugsam geöffnet, oder daß er mehr oder weniger verstopft ist. Die Ursache kann aber auch daran liegen, daß die Ventile der Pumpe nicht gehörig schließen, die Kolbenliderung abgenutzt ist, daß durch irgend eine unsichtbare Oeffnung oder die Stopfbüchsen Luft in die große Pumpenröhre oder in den Kondensator eindringt, daß sich zwischen dem Kondensator und der Luftpumpe Fett oder andere Unreinigkeiten ansammeln, daß die Wasserpumpe zu wenig Wasser liefert, oder auch, daß der Kolben des Dampfcylinders zu undicht ist. Dieser Apparat gehört daher zu jenen, deren Beschaffenheit stetig und sorgfältig beobachtet werden muß.

2.

Oberflächenkondensation.

Watt hat die Oberflächenkondensation zuerst angewendet. Er stellte den Kondensator in kaltes Wasser, kühlte dadurch den Dampf von außen ab und pumpte hierauf das durch Kondensation erhaltene Wasser wieder in den Kessel. Da die Abkühlung jedoch langsam vor sich ging und nicht rasch genug eine Druckverminderung im Kondensator hervorbrachte, so ging er zum Einspritzen von kaltem Wasser über. Später haben Andere bei stark verunreinigtem Speisewasser die Oberflächenkondensation durchzuführen gesucht. Zu solchem Wasser gehört

vor allem das für die Schifffahrt auf den Meeren verwendete Meerwasser.

Das Meerwasser, welches durch die Kondensation mittelst Einspritzung den Schiffskesseln zugeführt wird, koncentrirt durch die Verdampfung in den Kesseln seinen Salzgehalt, und das Kesselwasser muß, um wieder auf den Salzgehalt des Meerwassers zurückgeführt zu werden, von Zeit zu Zeit, wenn derselbe auf das Doppelte oder Dreifache gestiegen ist, abgelassen werden. Gleichwohl bilden sich erhebliche Nachtheile. Zunächst entsteht eine starke Salzkruste als Kesselstein, der die Wärmeleitung schwächt und die Anwendung höherer Temperaturen und Spannungen ausschließt. Sodann entsteht durch das Ablassen ein beträchtlicher Wärmeverlust.

Nehmen wir an, es werde Dampf von $1^3/_4$ Atm. erzeugt und das Speisewasser nach der Koncentration des Salzgehaltes auf das Doppelte des ursprünglichen abgelassen, so ist, den Salzgehalt im Meere $^1/_{32}$ gesetzt, zur Erzeugung von 1 Kil. Dampf und zum Ausblasen von 1 Kil. Wasser $2^2/_{32}$ Kil. Speisewasser nothwendig, wovon nur 1 Kil. verdampft wird. Dampf von $1^3/_4$ Atm. wird aus reinem Wasser bei 117^0, aus Salzwasser etwa bei 118^0 erzeugt; es werden also auf die Erwärmung von $1^1/_{16}$ Kil. Salzwasser, dessen specifische Wärme 0,975 des reinen Wassers ist, $1^1/_{16} \,.\, 118 \,.\, 0{,}975 = 122{,}2$ Kalorien verwendet. Der ursprüngliche Salzgehalt des Speisewassers war $^1/_{32}$, dem die specifische Wärme 0,9875 entspricht; hatte nun das Speisewasser schon eine Temperatur von 40^0, so wird jener Verlust vermindert um $1^1/_{32} \cdot 0{,}987 \,.\, 40 = 40{,}7$ Kalorien. Die nutzlose Erwärmung des Speisewassers kostet also $122{,}2 - 40{,}7 = 81{,}5$ Kalorien. Die Erzeugung des Dampfes von 118^0 erfordert (Tab. II) 642,3 Kalorien und nach Abzug der dem Speisewasser inne wohnenden Wärmemenge $642{,}3 - 40{,}7 = 601{,}6$ Kalorien. Es beläuft sich also der Verlust durch das Abblasen auf

$$\frac{81{,}5}{601{,}7} = 0{,}135$$

der gesammten aufgewendeten Wärme, also $13^1/_2$ Procent.

Bei einzelnen Schiffen geht das heiße Wasser, das abgelassen wird, durch einen Vorwärmer, um kaltes Speisewasser anzuwärmen. In diesem Falle ist der Verlust an Wärme geringer.

Samuel Hall war (gegen 1830) der Erste, dem es gelang, einen wirklich brauchbaren Oberflächenkondensator für Meerwasser herzustellen. Derselbe besteht aus einem Gefäß mit einem System vertikaler Röhren, welche ringsum von kaltem Wasser umgeben sind, das durch eine Pumpe in beständiger Cirkulation erhalten wird. Der Dampf

tritt von oben in die Röhren ein, kondensirt sich beim Durchgange und das hierbei entstehende Wasser fällt in ein Gefäß nieder, aus dem es in den Kessel gepumpt wird. Das kalte Wasser, welches die Röhren umgibt, ist Seewasser, das am Boden des Schiffes aufgenommen wird, von unten in den Kondensator eintritt und ihn nach seiner Cirkulation im Niveau der Wasserlinie des belasteten Schiffs verläßt. Die Cirkulation des Wassers wird durch eine kräftig wirkende Pumpe hervorgebracht. Die Luftpumpen, welche die Luft aus dem Kondensationswasser ausziehen, geben das Wasser in den Kessel ab und dienen daher zugleich als Speisepumpen. Die ausgepumpte Luft entweicht durch ein offenes Standrohr, welches im höchsten Punkte des Speiserohrs aufgestellt und durch den eisernen Mastbaum hindurch bis auf eine hinreichende, der Dampfspannung entsprechende Höhe fortgesetzt ist.

Der durch Undichtheiten veranlaßte Verlust an Speisewasser kann auf zweifache Weise ersetzt werden: entweder durch einen kleinen Hülfskessel, der Dampf in den Hauptkessel liefert oder durch Einführen von frischem, salzigem Meerwasser.

Das letztere Verfahren verdient den Vorzug. Indem nämlich der Dampf im Cylinder der Maschine arbeitet, nimmt er Schmiere auf und führt diese nach dem Kondensator und theilweise auch nach dem Kessel. Die Fettsäuren, welche sich dadurch bilden, greifen den Kessel an. Wird dagegen frisches Meerwasser in den Kessel gespiesen, annähernd ein Liter per Pferd und Stunde, so überziehen sich die Kesselwände mit einer dünnen Kruste, welche nicht mehr zerstörend wirkt.

Um den äußeren Druck auf die Röhren, in denen die Kondensation vor sich geht, aufzuheben, umgibt Pirsson dieselben mit einem Einspritzkondensator, aus dem durch eine zweite Luftpumpe Wasser und Luft weggesaugt werden, so daß außerhalb der Röhren dasselbe Vakuum entsteht, wie innerhalb derselben.

Spencer führt, dem Hall'schen Systeme entgegengesetzt, das kalte Wasser durch die Kondensationsröhren und läßt den Dampf an ihren Außenwänden sich kondensiren, um den luftdichten Schluß des Röhrensystems im Hall'schen Kondensator durch einen wasserdichten zu ersetzen.

Da die Oberfläche, welche vom Dampf bestrichen wird, sich mit einer starken Fettschichte belegt und die andere mit einer Salzkruste, so ist die Wärmeleitung dieser Wände nur eine schwache. Daher soll die Abkühlungsfläche des Kondensators mindestens $1/3$ von der Heizfläche des Kessels sein.

Gegenwärtig ist der größere Theil der Meerschiffe mit Oberflächenkondensatoren versehen.

VI.

Mittel zur Erzielung einer rotirenden Bewegung.

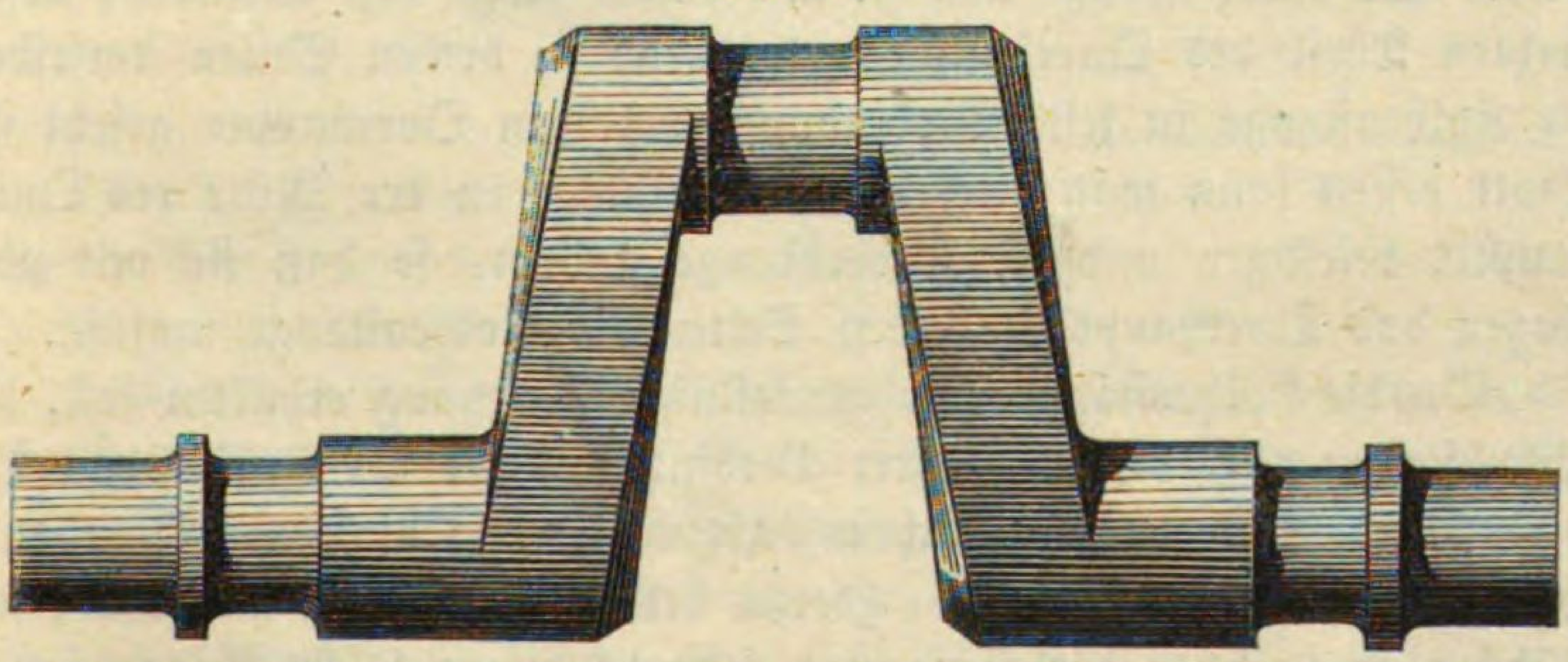
Die bis jetzt angewendeten Dampfmaschinen sind fast ohne Ausnahme Kolbenmaschinen, bei denen der Dampf eine geradlinig hin und her gehende Bewegung hervorbringt. Nur in seltenen Fällen (bei Pumpen, Cylindergebläsen, Hämmern 2c.) kann diese geradlinige Bewegung direkt auf die Arbeitsmaschine übertragen werden; bei weitem häufiger wird eine kontinuirlich drehende Bewegung verlangt, und es muß daher die Dampfmaschine mit einem Mittel versehen sein, durch welches die geradlinig wiederkehrende Bewegung des Kolbens in die kontinuirlich drehende einer Welle umgesetzt wird. Dieses Mittel ist die Kurbel mit der Schubstange.

Der Kurbelarm I (Taf. 2) an der Welle K hängt mit dem Kurbelzapfen oder der Warze an dem einen Ende der Schub-. oder Bleuelstange H zusammen, deren entgegengesetztes, mit der Kolbenstange E gelenkig verbundenes Ende durch eine Geradführung gezwungen wird, bei seiner Bewegung die geradlinige Richtung beizubehalten.

Häufig wird die Schubstange nicht direkt an die Kolbenstange angeschlossen, sondern durch Vermittelung eines sog. Balanciers (Taf. 1), eines zweiarmigen Hebels, dessen Enden, das eine von der Schubstange, das andere von der Kolbenstange, ergriffen werden.

Die Kurbel wird außerhalb des Wellenlagers, also am Ende der Welle angebracht sein. Soll indessen die Welle über den Angriffspunkt der Kraft hinaus fortgesetzt sein, wie bei Lokomotiven mit innen liegenden Cylindern oder bei Schiffsmaschinen, so muß eine gekröpfte Welle,

Fig. 225.



(Fig. 225), angewendet werden, deren Kröpfung die Stelle der Kurbel vertritt und genau denselben Bewegungsgesetzen folgt, wie die Kurbel.

1.

Bewegung des Kolbens.

Da die Arbeitsmaschinen, welche von einer Dampfmaschine getrieben werden, einen gleichmäßigen Gang haben sollen, so ist es nothwendig, daß die Kurbelwelle, von welcher die Bewegung auf die Arbeitsmaschinen übertragen wird, mit gleichförmiger Geschwindigkeit sich drehe oder ihre Drehungsgeschwindigkeit wenigstens in sehr engen Grenzen schwanke. Man erreicht dieß, wie später gezeigt wird, durch Anwendung eines Schwungrades.

Setzen wir voraus, die Maschine erfülle die Bedingung, daß man die Bewegung der Kurbel als gleichförmig annehmen könne, so muß die Bewegung des Kolbens eine ungleichförmige werden. Auf Seite 282 ist die Bewegung durch Kreisexcenter erklärt. Allein Kreisexcenter sind nichts anderes als Kurbeln, deren Länge gleich ist dem Abstand der beiden Mittelpunkte der Excenterscheibe. Dreht sich daher die Kurbelwelle, so muß die Bewegung des Dampfkolbens gerade so erfolgen, wie die eines flachen Schiebers, der durch ein auf dieser Kurbelwelle sitzendes Kreisexcenter bewegt wird. Ist daher, Fig. 167, MB die Kurbel und BC die Schubstange, so wird der Punkt C, also auch der Dampfkolben, zwischen x und y gerade so hin- und hergehen wie der Schieber, also in den todten Punkten still stehen und gegen der Mitte des Kolbenhubes hin sich beschleunigt bewegen.

2.

Geradführung des Querhauptes.

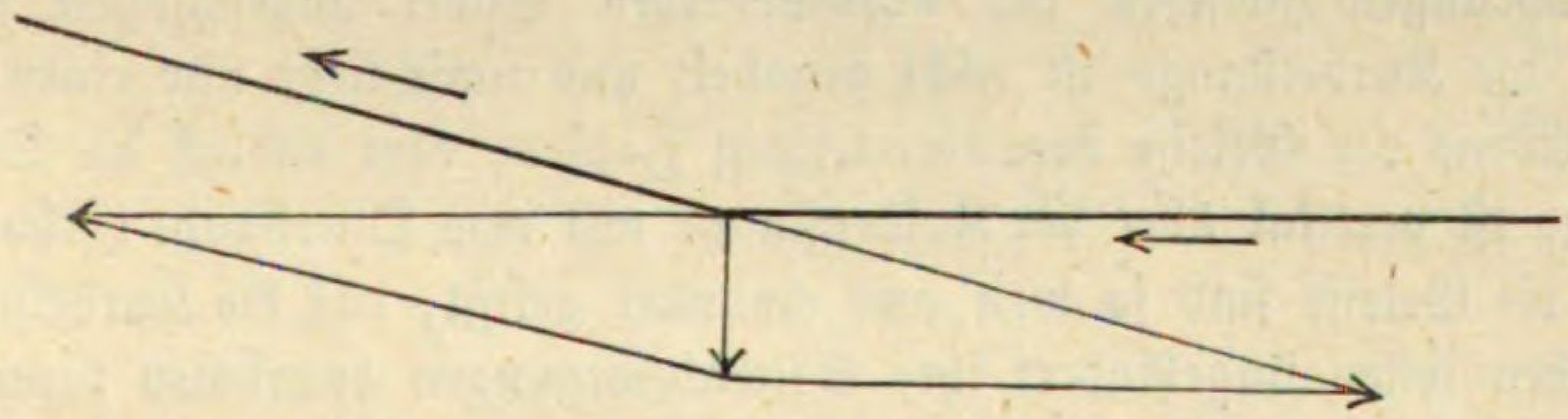
Querhaupt oder Kreuzkopf nennt man das Querstück F, Taf. 2, durch welches die Kurbelstange mit der Kolbenstange verbunden wird. Die Kurbelstange umfaßt mit einem Auge den mittleren, abgedrehten Theil des Querhauptes, während zu beiden Seiten derselben die Kolbenstange in feste Verbindung mit dem Querhaupte gesetzt ist. Statt dessen kann man auch die Kolbenstange in der Mitte des Querhauptes befestigen und die Kurbelstange gabeln, so daß sie mit zwei Augen das Querhaupt zu beiden Seiten der Kolbenstange umfaßt.

Da die Kolbenstange eine geradlinige Bewegung erhalten soll, die Schubstange aber vermöge ihrer Verbindung mit der Kurbel das Bestreben hat, sie von ihrer Richtung abzulenken, so muß das Querhaupt eine Geradführung erhalten. Hierzu bedient man sich meistens fester Führungen zwischen Geleisen; nur selten kommen solche Anordnungen vor, bei welchen die Geradführung durch sog. Lenkerstangen hervorgebracht wird.

Bei der auf Taf. 2 dargestellten festen Geradführung, die man sehr häufig findet, endigt das Querhaupt zu beiden Seiten in vierseitig prismatische Gleitstücke, welche oben und unten zwischen festen Geleisen oder Führungsschienen sich bewegen. Die Berührungsflächen der Geleise sowohl, als der Gleitstücke sind gut bearbeitet und werden gut in Schmierung erhalten, damit die Reibung möglichst herabgezogen werde.

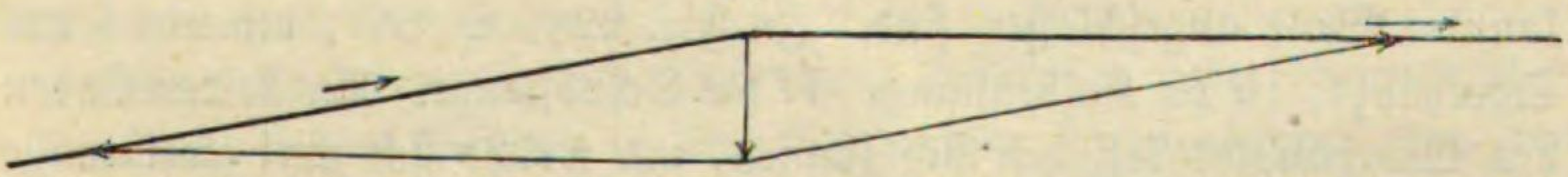
Die Reibung und Abnutzung vertheilt sich gleichmäßig auf Ober- und Untergeleise, wenn die Maschine abwechselnd vor- und rückwärts geht, z. B. bei Fördermaschinen. Bei Maschinen aber, die nur nach einer Richtung umgehen, wie bei Fabriksdampfmaschinen, erhält immer nur das eine Geleise den Druck. Denken wir uns z. B., wie Fig. 226

Fig. 226.



zeigt, die Maschine so umgetrieben, daß die Schubstange von der Kolbenstange geschoben wird, wenn die Kurbel den oberen Halbkreis durchläuft, und daß sie dagegen, Fig. 227, gezogen wird, wenn die Kurbel den unteren Halbkreis durchläuft, so ist nach der eingezeichneten Kräftevertheilung der Druck immer nach unten gerichtet, während bei umgekehrter Bewegungsrichtung der Druck immer nach oben wirken würde. Man muß daher bei liegenden Maschinen die Rücksicht nehmen, dieselben in der Richtung umgehen zu lassen, daß die Untergeleise den Druck empfangen, damit die Obergeleise nicht unnöthig angestrengt werden.

Fig. 227.



Damit der Druck, senkrecht auf die Führungsschienen, nicht zu groß werde, soll der größte Winkel, welchen die Schubstange mit der Kolbenstange bildet, 15 ° nicht übersteigen. Aus diesem Grunde nimmt man die Schubstange mindestens 4mal länger als die Kurbel. Doch geht man mit dieser Länge auch nicht über das 6fache der Kurbellänge hinaus, um die Welle und den Cylinder nicht allzu weit auseinander zu rücken und dadurch die Maschine schwer zu machen.

An Stelle der prismatischen Gleitstücke wendete man früher häufig cylindrische oder an ihrem Umfang kreisbogenförmig ausgedrehte Friktionsrollen an, um die Reibung herabzuziehen. Dieselben sind aber nicht zu empfehlen, weil sie eine zu kleine Berührungsfläche haben und sich daher stark abnutzen; bei den ausgedrehten Rollen kommt sogar noch hinzu, daß die Abnutzung eine ungleichmäßige ist, weil der Umfang der Breite nach verschiedene Halbmesser und daher auch verschiedene Drehungsgeschwindigkeiten hat.

Bei vertikalen Cylindern wird gewöhnlich auf jeder Seite des Querhauptes nur ein Geleise angebracht, gegen welches die äußere Fläche des Gleitstückes oder der Rolle sich anlegt. Dann kann das Querhaupt mit zwei aus der Ebene der Geleise heraustretenden Zapfen versehen werden, an welche die Kurbelstange vermittelst einer langen, die Geleisführungen zwischen sich aufnehmenden Gabel angeschlossen wird, oder die Kurbelstange ist nicht gegabelt und umschließt nur einen aus der Ebene der Geleise heraustretenden Zapfen, oder endlich die Schubstange ist vertikal über der Kolbenstange mit dem Querhaupt verbunden und die Geleise sind so weit aus einander gelegt, daß die Kurbelstange zwischen ihnen ungehindert ihre Seitenbewegungen annehmen kann.

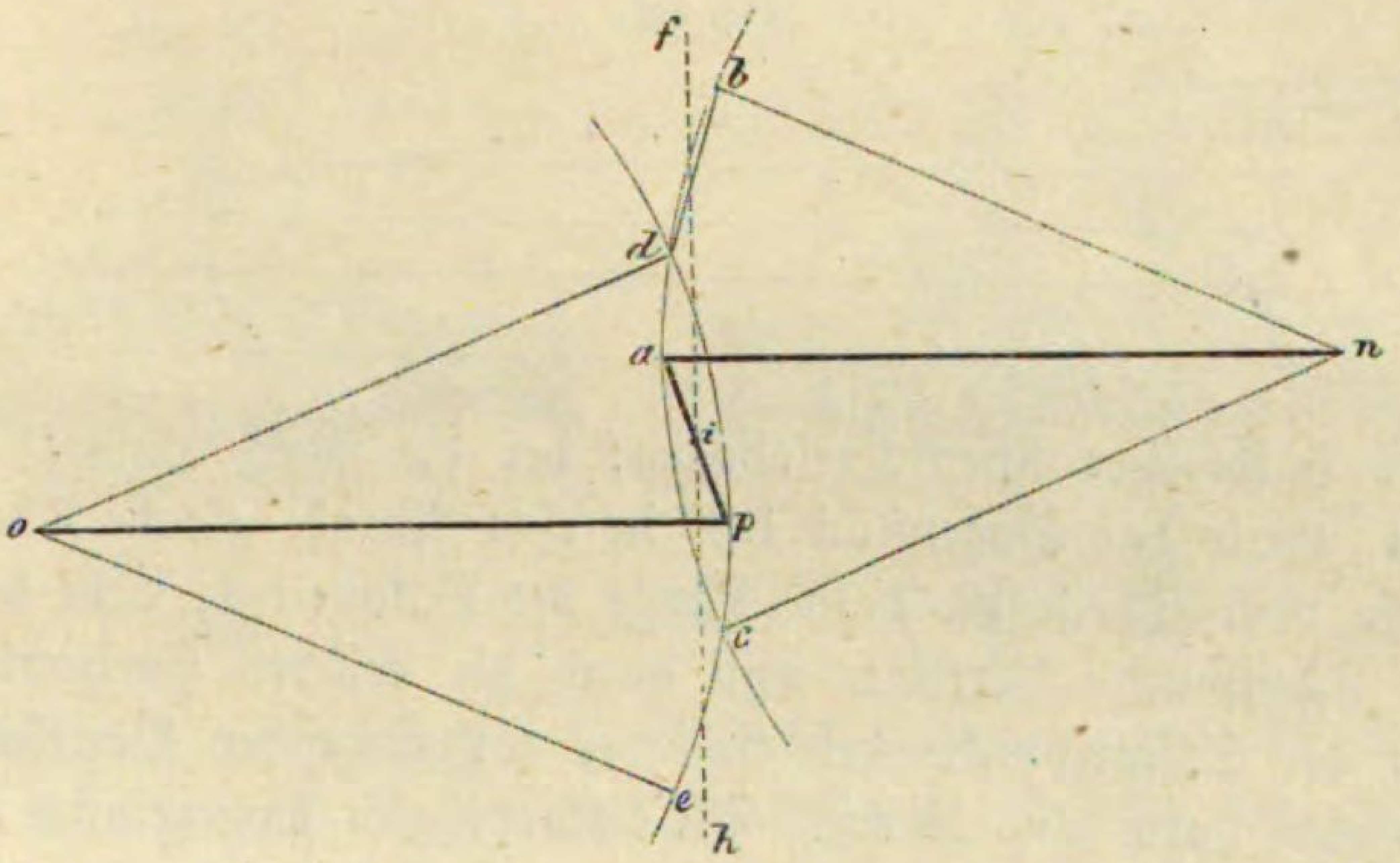
Wendet man bei liegenden Maschinen nur ein Ober- und ein Untergeleis an, so muß man das Querhaupt vertikal stellen und die Geleise entweder hinreichend weit aus einander legen (Fig. 200) oder, wenn sie nahe an einander gestellt sind, mit dem lang gegabelten Ende der Kurbelstange umfassen.

Bei den Corliß- und Sulzermaschinen bilden die Führungsschienen einen Cylindermantel, dessen Axe mit der Axe der Kolbenstange zusammenfällt, der an den Cylinderdeckel koncentrisch anschließt und am andern Ende das Lager der Kurbelwelle hält.

Die Geradführung durch Lenkerstangen hat ebenfalls ein Querhaupt, an dessen mittleren Theil Kolben- und Schubstange in bekannter Weise angeschlossen sind. In Fig. 228, S. 357, bedeutet i das Querhaupt, i h die Kolbenstange, i f die Schubstange. An beiden Enden des Querhauptes befinden sich Zapfen, um welche sich zwei zweiarmige Hebel a p drehen. Die Enden a werden von zwei um die feste Axe n drehbaren Stangen a n und die Enden p von zwei um die feste Axe o drehbaren Stangen o p ergriffen. Während das Querhaupt i von der Schubstange i f auf und nieder geführt wird, beschreiben die Punkte a und p zwei entgegengesetzt gekrümmte Kreisbögen b a c und d p e und erhalten dabei das Querhaupt i und mithin auch die Kolbenstange i h möglichst in ihrer Mitte. Eine genau geradlinige Bewegung ist nicht zu erreichen; damit aber die Seitenabweichungen so klein als

möglich ausfallen, stelle man die Lenkerstangen o p und a n so, daß sie beim mittleren Hube eine horizontale Lage haben, und gebe ihnen eine möglichst große Länge.

Fig. 228.



3.

Balancier und dessen Geradführung.

Bei vertikalen Maschinen von großen Dimensionen pflegt man die Verbindung der Kolbenstange mit der Kurbelstange durch einen Balancier zu vermitteln. Die Kolbenstange F (Taf. 1) ist gelenkig mit dem einen Ende des Balanciers G, eines zweiarmigen Hebels, verbunden, der sich in dem festen Lager H dreht und die von der Kolbenstange ihm mitgetheilte, auf und nieder schwingende Bewegung auf die am entgegengesetzten Ende angeschlossene Kurbelstange N überträgt. Gewöhnlich sind außerdem noch die Pumpenstangen an den Balancier angehängt, jedoch näher der Drehaxe, weil die Pumpen mit einem kleineren Hube arbeiten.

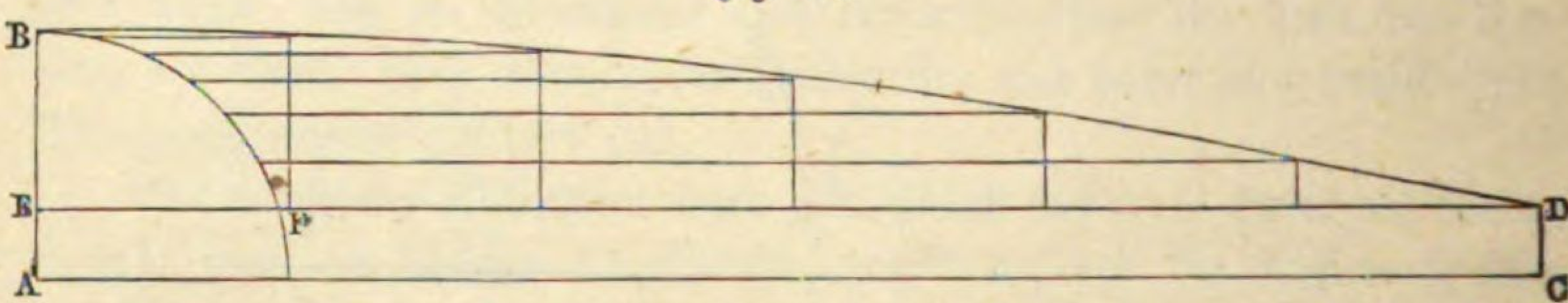
Das Längenprofil des Balanciers besteht in zwei symmetrischen Parabeln, deren Scheitel in den Endpunkten liegen, indem man den Balancier als einen im Querschnitt rechteckigen Balken ansieht, der in der Mitte eine feste Auflagerung hat und an beiden Enden von Kräften ergriffen wird. Diese Auffassungsweise ist insofern nicht ganz richtig, als weder den Betriebskräften der angehängten Pumpen, noch dem Eigengewicht des Balanciers Rechnung getragen ist; deshalb versieht man den Balancier oben, unten und in der Mitte mit seitlich vorspringenden Rippen, die ihm zugleich ein gefälligeres Ansehen geben.

Zum Verzeichnen des Längenprofils kann man sich entweder der

Parabel selbst bedienen, oder eine der folgenden Näherungskonstruktionen anwenden.

Ist A B (Fig. 229) die halbe Höhe des Balanciers in der Mitte und C D an den Enden, so zeichne man von A als Mittelpunkt mit

Fig. 229.

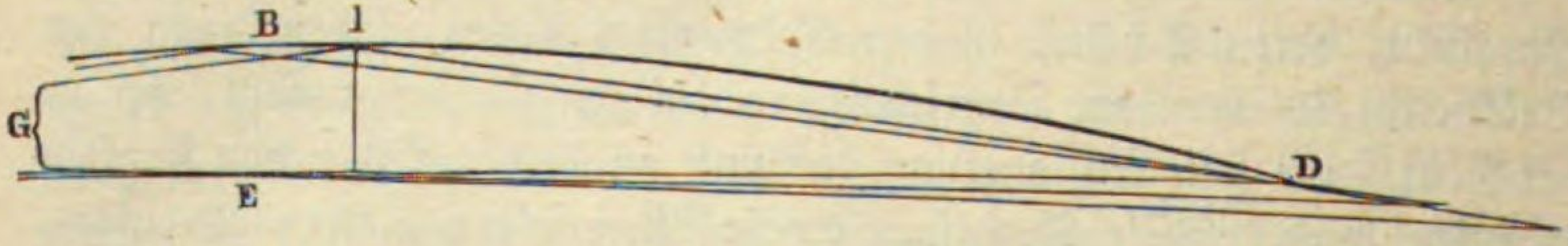


A B als Halbmesser einen Kreisbogen, der die Horizontale D E in F schneidet, theile das Bogenstück B F in eine Anzahl gleiche Theile und in ebenso viele Theile die halbe Länge des Balanciers, ziehe durch die letzteren Theilpunkte Vertikale und durch die ersteren Horizontale und verbinde die Schnittpunkte der einander entsprechenden Vertikalen und Horizontalen durch eine Kurve. Diese Kurve gibt das gesuchte Längenprofil an.

Man kann auch die Kurve über die ganze Länge des Balanciers mit Hilfe eines eigens zu diesem Zwecke gebildeten, sehr dünnen Kurvenlineals ziehen. Man bezeichnet nämlich auf dem Reißbret die beiden Endpunkte der Kurve, sowie den vertikal über der Axe liegenden Punkt, welcher um die Linealdicke unter dem höchsten Punkte der Kurve liegt, durch Stifte und legt ein biegsames Lineal so gegen diese Stifte an, daß es die an den Enden mit seiner oberen Kante und den in der Mitte mit seiner unteren Kante berührt. Die an der oberen Linealkante gezogene Kurve gibt das Längenprofil.

Zum Verzeichnen im Großen bediene man sich eines gleichschenkligen Dreiecks, dessen Grundlinie der Länge des Balanciers und dessen Höhe der vertikalen Erhebung zwischen den Kurvenpunkten D und B gleich ist. Schlägt man nun bei E und D (Fig. 230) Stifte in das Modell

Fig. 230.



und bewegt zwischen denselben das Dreieck G H I so fort, daß die Kante G H immer am Stifte E und die Kante H I immer am Stifte D anliegt, so beschreibt eine an der Spitze I befestigte Reißnadel das gesuchte Längenprofil.

Das Querprofil eines gußeisernen Balanciers für nicht zu große

Kräfte ist in Fig. 231 dargestellt, und zwar in einem Durchschnitt durch die Drehaxe. Fällt die Breite des vertikalen Steges so groß aus, daß möglicherweise im Innern gefährliche Gußblasen vorhanden sein könnten, so theilt man den Balancier der Breite nach, so daß der Querschnitt in Fig. 232 entsteht. Soll der Balancier bei möglichst

Fig. 231.

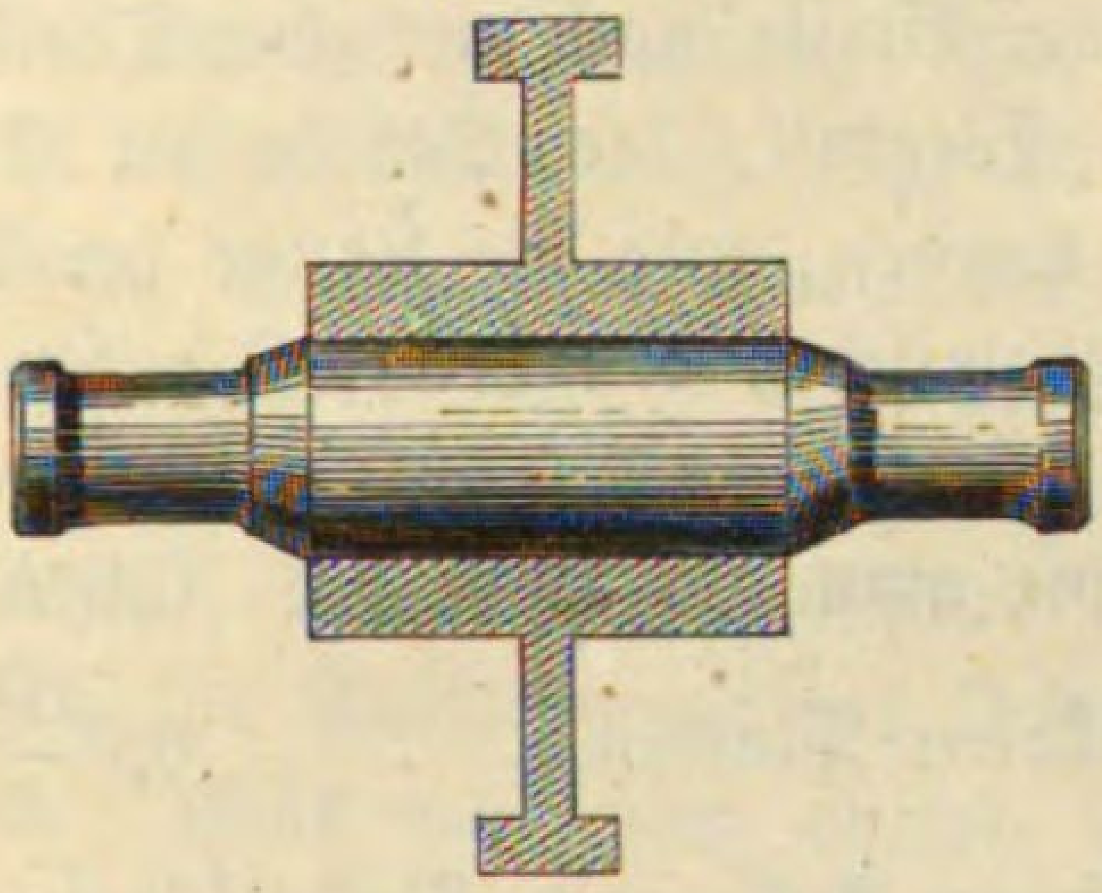
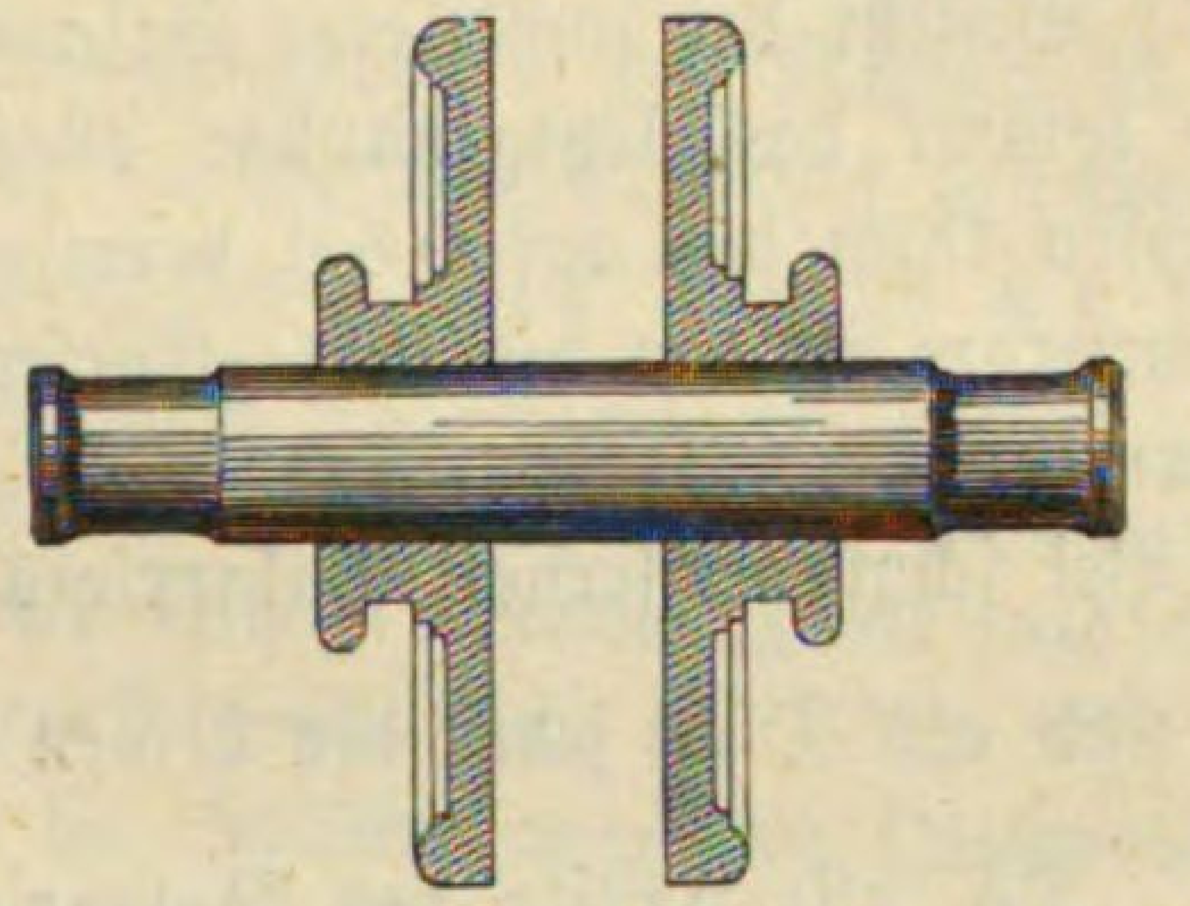


Fig. 232.



großer Festigkeit möglichst wenig Gewicht erhalten, wie bei Schiffsmaschinen und großen Wasserhebungsmaschinen, so stellt man ihn aus Eisenblech her. Er besteht dann aus zwei vertikalen Blechplattenverbindungen, die durch an den Zapfenstellen eingeschobene Muffe in einiger Entfernung von einander gehalten werden und bisweilen, namentlich bei sehr großen Ausführungen, oben und unten durch Deckplatten mit einander verbunden sind.

An jedem Ende haben die Balanciers, insofern sie aus einem Stücke gegossen sind, zwei seitlich vorspringende Zapfen. Die Zapfen an dem einen Ende werden von einer Gabel der Schubstange umfaßt, die am andern Ende dienen zum Anschluß des Parallelogramms (S. 360), welches den Balancier mit der Kolbenstange verbindet. Häufig befestigt man diese Zapfen an besondern Köpfen, die man lose auf den Balancier aufschiebt, damit bei etwaigen Senkungen Brüche vermieden werden. Besteht der Balancier der Breite nach aus zwei Theilen, die um eine gewisse Entfernung von einander abstehen, so schließt man Schubstange und Parallelogramm besser in der Mitte zwischen den beiden Theilen an.

Die Dimensionen der gußeisernen Balanciers werden nach Redtenbacher aus der Länge A der Kurbel und dem Durchmesser d des Kurbelzapfens (S. 362) auf folgende Weise bestimmt:

Höhe des Balanciers in der Mitte	A
„ „ „ an den Enden	$\frac{1}{3}$ A
Breite des vertikalen Steges	$b = 2{,}25\frac{d^2}{A}$
„ der Rippen, oben und unten	2 b
Höhe „ „ „ „ „	b

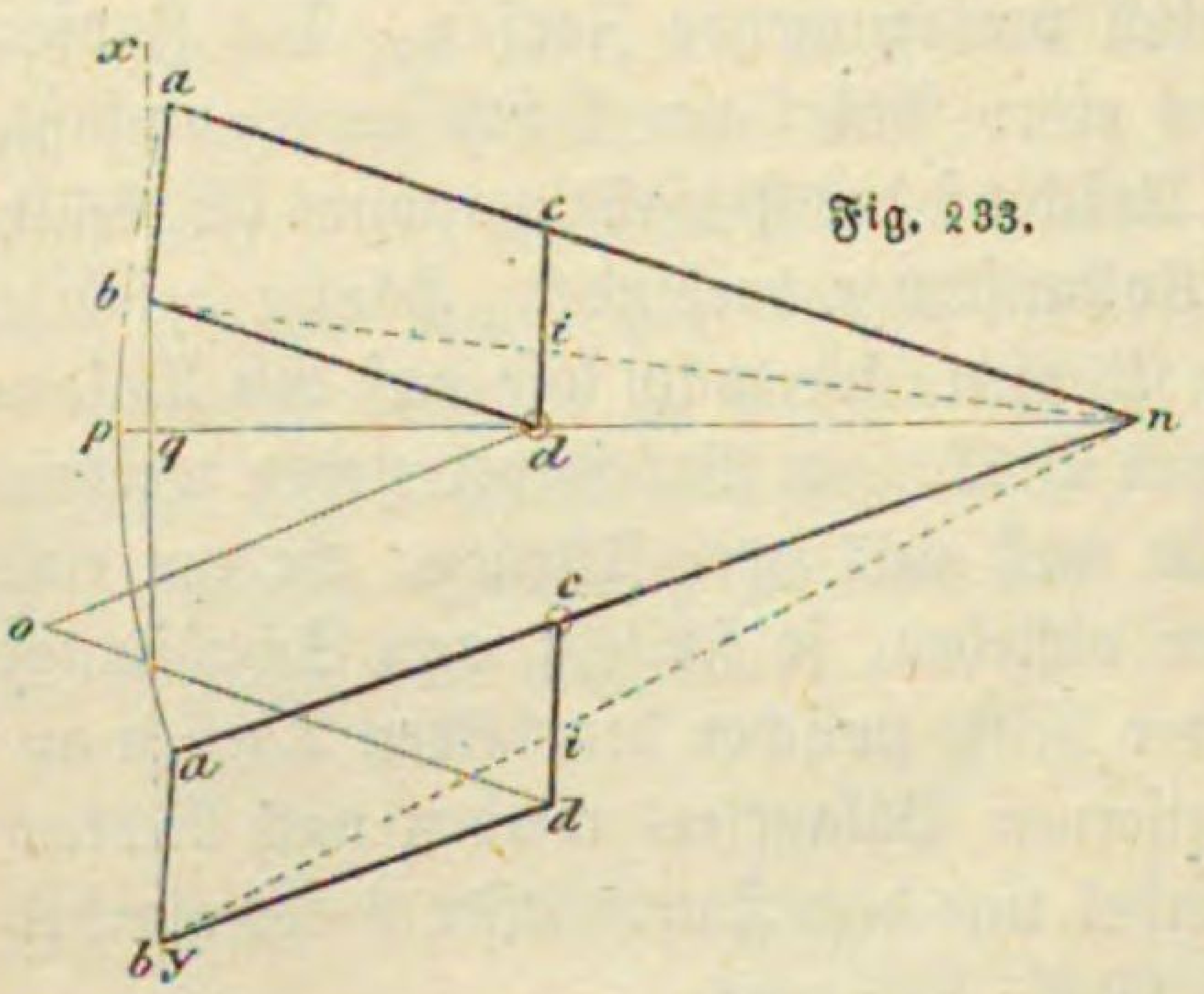
Länge der Balanciernabe	0,6 A
Dicke „ „	0,7 d
Länge der Drehaxe zwischen den Zapfenmitteln . . .	1,4 A
Durchmesser der Zapfen an der Axe des Balanciers . .	1,27 d
„ „ „ „ den Enden „ „ . .	0,7 d
Entfernung der Zapfenmittel von einander an den Enden	4,2 d.

Besteht der gußeiserne Balancier der Breite nach aus zwei Theilen, so kommt das letztgenannte Maß in Wegfall, die Stärke der Endzapfen kann bis auf 0,5 d vermindert werden, und die Länge der Balancieraxe ist um die lichte Entfernung zwischen den beiden Theilen zu vermehren.

Bei schmiedeeisernen Balanciers nehme man als Höhe .	0,8 A
und als Dicke jeder der beiden vertikalen Platten . . .	$0,9\frac{d^2}{A}$.

Da alle Theile des Balanciers beim Auf- und Niederschwingen Kreisbögen beschreiben, die angehängten Kolbenstangen aber, und insbesondere die Dampfkolbenstange, eine geradlinige Bewegung haben müssen, so ist die Verbindung des Balanciers mit der Kolbenstange durch eine gelenkige Verbindung zu vermitteln, welche die Bogenbewegung in eine geradlinige Bewegung umsetzt. Hierzu dient in der Regel das Watt'sche Parallelogramm.

In Fig. 233 bezeichnet a n die eine Hälfte eines um n drehbaren Balanciers. Am Ende a des Balanciers, sowie an irgend einer Stelle c zwischen dem Ende und der Mitte sind die Stangen a b und c d aufgehängt, die unter sich gleich lang und parallel sind. Die Stangenenden b und d sind dann wieder durch Stangen verbunden, die selbstverständlich mit a c parallel und gleich sind. Es entsteht dadurch ein Parallelogramm a b c d, dessen Eckpunkt a mit dem Balancier in einem Kreisbogen a p a bewegt wird. Nun erhält der a entgegengesetzte Eckpunkt d durch einen Lenker o d ebenfalls eine Kreisbogenbewegung; die beiden Kreisbögen, in denen die Punkte a und d schwingen, liegen jedoch so, daß sie einander ihre Konkavität zukehren, und es wird daher die im dritten Eckpunkt b aufgehängte Kolbenstange unter dem Einflusse beider Kreisbogenbewegungen eine nahezu geradlinige Bewegung annehmen.


Fig. 233.

Damit die Seitenabweichungen der Kolbenstange auf beide Seiten möglichst gleichmäßig vertheilt werden, hängt man die Kolbenstange so auf, daß sie der Richtung x q y folgt, welche die Seitenabweichung des Balancierendes a halbirt. Damit aber auch schon an und für sich dieses Ende a möglichst wenig zur Seite abweiche, hat man den Balancier möglichst lang, und zwar mindestens gleich der 6fachen Länge der Kurbel zu machen. Der Schwingungsbogen des Balanciers mißt in diesem Falle noch nicht 40°, und die Seitenabweichung desselben beträgt ungefähr 4 Proc. des Kolbenhubes. Den Abstand a c macht man gewöhnlich $^1/_2$ a n; dann wird auch o d = a c = $^1/_2$ a n. Der Punkt i, den man durch den Schnitt der Linie b n mit der Linie c d erhält, bewegt sich ebenfalls in einer nahezu geraden Linie und eignet sich zur Aufhängung der Luftpumpenkolbenstange.

Gibt man dem oberen Ende der Kolbenstange ein Querhaupt L (Taf. 1) und läßt dasselbe in einer Geleisführung M gehen, so wird das Parallelogramm entbehrlich, und es genügt, das Ende des Balanciers mit dem Querhaupt durch eine gelenkige Hängeschiene zu verbinden. Das Parallelogramm K auf Taf. 1 dient lediglich zum Betriebe der Luftpumpe T.

4.

Kurbel und Kurbelstange.

Die Kurbeln werden entweder aus Gußeisen oder aus Schmiedeisen hergestellt und bestehen aus drei Theilen: Nabe, Arm und Warze. Ihre Dimensionen hängen einerseits von der Leistung und Geschwindigkeit der Maschine, andererseits von der Länge der Kurbel ab.

Den Durchmesser D der Kurbelwelle erhält man im Centim. durch die Formeln:

Für Schmiedeisen. Für Gußeisen.

(53) $$D = 14\sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \qquad D = 17\sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

N bedeutet die Zahl der Pferdekräfte, n die Zahl der Umdrehungen in der Minute. Nennt man noch A die Länge der Kurbel, zwischen den Axenmitteln gemessen, so wird der Durchmesser d des Kurbelzapfens, der stets aus Schmiedeisen hergestellt wird:

Welle aus Schmiedeisen. Welle aus Gußeisen.

(54) $$d = D\sqrt{\frac{D}{A}}, \qquad d = 0{,}75\,D\sqrt{\frac{D}{A}}.$$

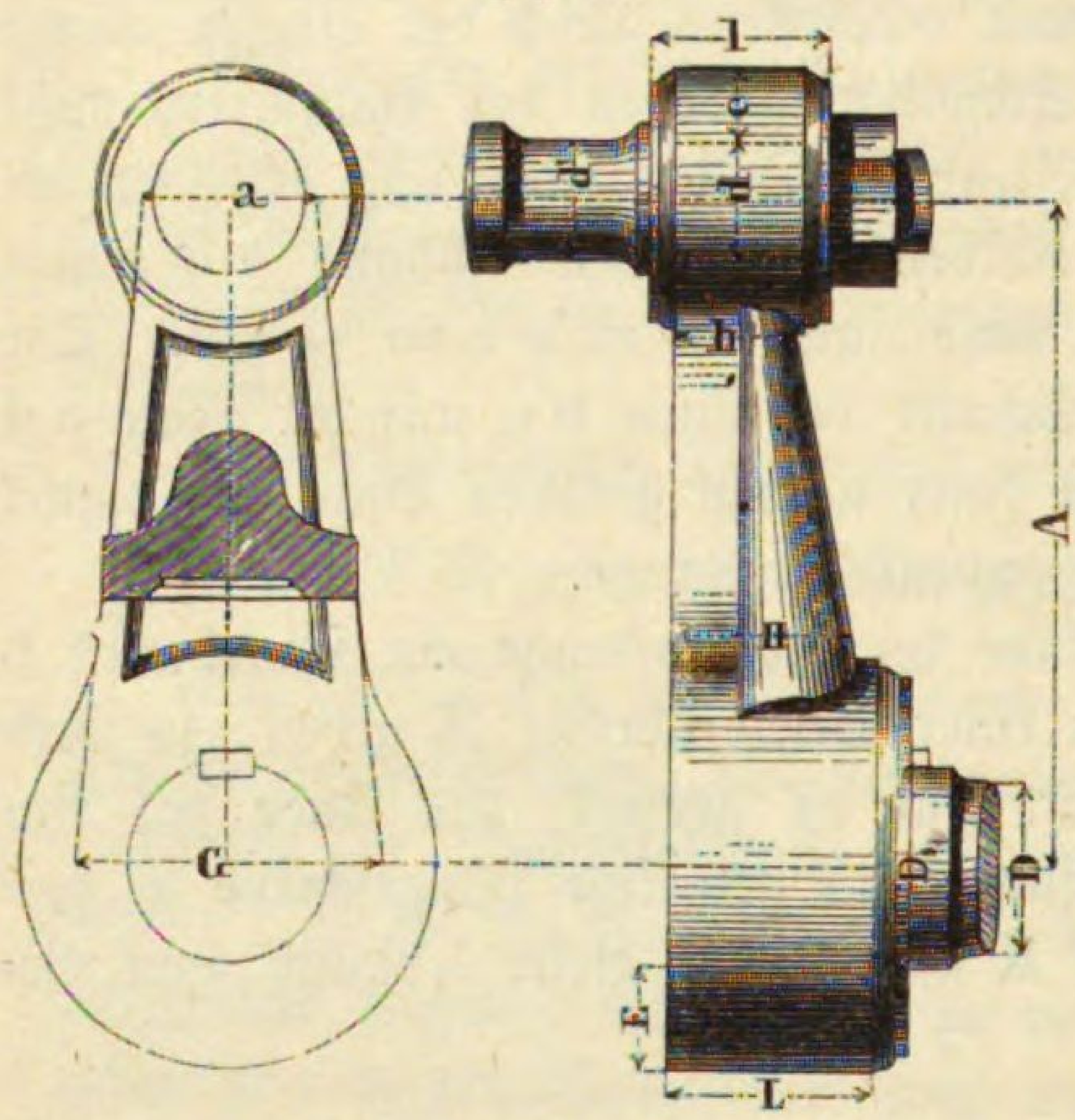
Die Länge des Zapfens nehme man 1,2 d bis 1,5 d.

Bisweilen gibt man dem Zapfen eine kugelförmige Gestalt; dann

ist sein Durchmesser $1^1/_2$mal so groß zu machen, als der des cylindrischen Zapfens.

Die Befestigung des Zapfens am Arm erfolgt entweder durch Schraube und Mutter oder durch einen Keil; schmiedeiserne Kurbeln werden auch bisweilen ganz aus einem Stücke hergestellt. Die übrigen Dimensionen ergeben sich aus den in Fig. 234 und 235 eingeschriebenen Maßen. Fig. 234 stellt eine gußeiserne und Fig. 235 eine schmiedeiserne Kurbel dar. In Fig. 234 ist

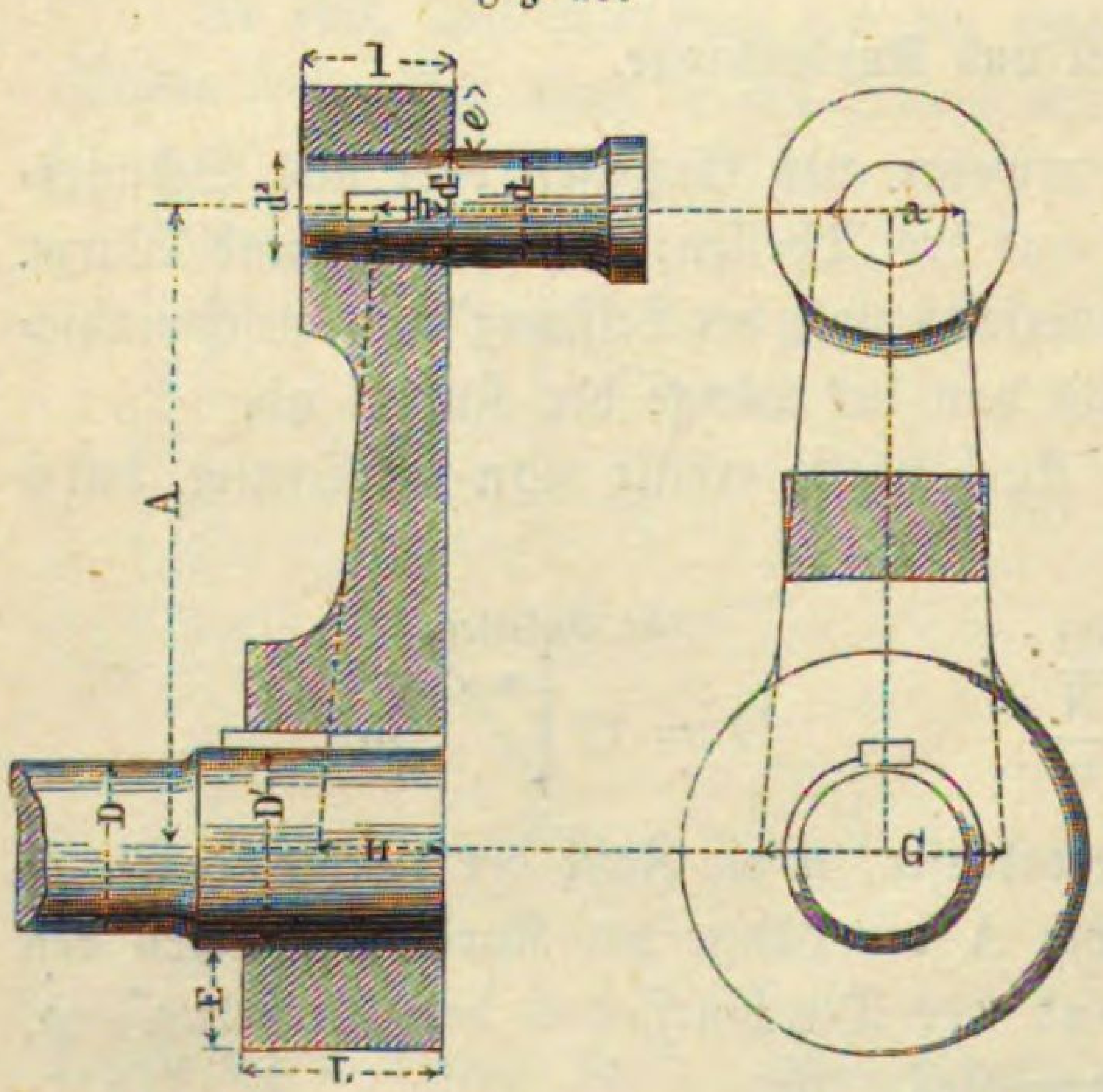
Fig. 234.



$D' = 1{,}1\ D + 1^{cm}$;
$G = 1{,}55\ D$;
$H = 1{,}02\ D$;
$L = 1{,}2\ D$;
$E = 0{,}6\ D$;
$a = 1{,}5\ d$;
$h = 1{,}1\ d$;
$d' = d$;
$l = 1{,}3\ d$;
$e = 0{,}63\ d$.

In Fig. 235 ist

Fig. 235



$D' = 1{,}1\ D + 1^{cm}$;
$G = 1{,}3\ D$;
$H = 0{,}8\ D$;
$L = 1{,}2\ D$;
$E = 0{,}6\ D$;
$a = 1{,}3\ d$;
$h = 0{,}68\ d$;
$d' = d$;
$d'' = 1{,}08\ d$;
$l = 1{,}3\ d$;
$e = 0{,}5\ d$.

Die **Schubstangen** bestehen entweder aus Schmiedeisen oder aus Gußeisen und sind sowohl auf Zug- als Druckfestigkeit in Anspruch genommen. Wegen der Druckfestigkeit müssen die Schubstangen in der Mitte stärker, als den Enden gemacht werden, und ihre Stärke muß um so größer werden, je länger sie sind.

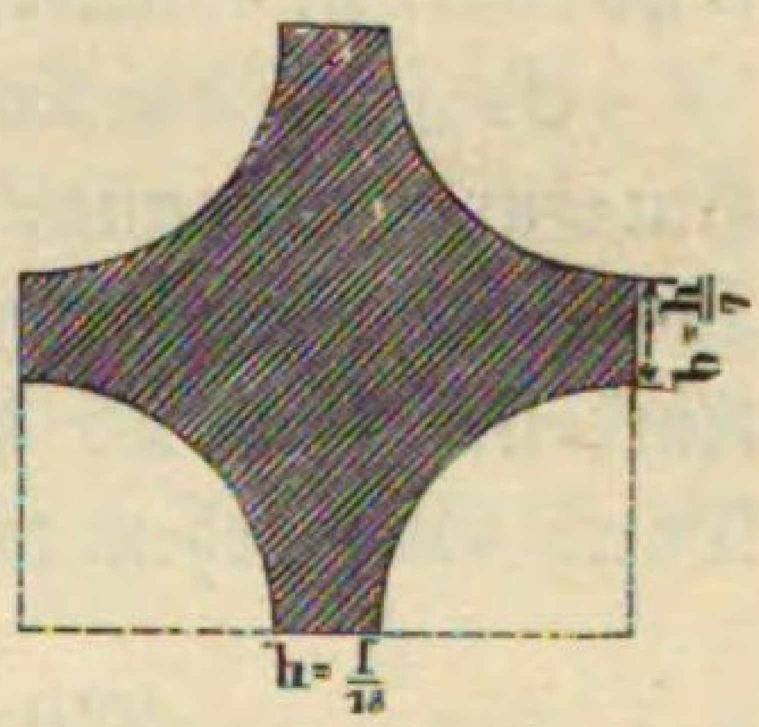
Schmiedeiserne Schubstangen erhalten theils einen runden, theils einen viereckigen Querschnitt. Beim runden Querschnitt ist ihre Dicke d_1 in der Mitte:

$$d_1 = 0{,}15 \sqrt{dL},$$

wenn d den Durchmesser des Kurbelzapfens und L die Länge der Stange, zwischen den Axenmitteln gemessen, bezeichnet. Für den viereckigen Querschnitt ist die kleinere Dimension b, wenn $\frac{b}{a}$ das Verhältniß der kleineren zur größeren Querschnittsdimension bedeutet:

$$b = 0{,}12 \sqrt{dL} \sqrt[4]{\frac{b}{a}}.$$

Fig. 236.



Der Querschnitt der gußeisernen Kurbelstangen (Fig. 236) ist kreuzförmig. In der Mitte sind seine Dimensionen:

$$\text{Höhe } h = \frac{L}{18}; \quad \text{Dicke } b = \frac{h}{7}.$$

5.

Schwungrad.

a. Druck des Dampfes auf den Kurbelzapfen.

Es sei, Fig. 237, C A der Halbmesser des Kurbelkreises, A der Kurbelzapfen in der todten Lage und $\alpha = B C A$ die Ablenkung der Kurbel aus dieser Lage. Auf den Kurbelzapfen drücke, in der Richtung C A der Kolbenstange, der Dampfdruck P = B a. Man zerlege ihn in die Seitenkräfte $B b = P \sin \alpha$ und $B c = P \cos \alpha$, so wird die Kurbel gedreht durch die Kraft $P \sin \alpha$, während $P \cos \alpha$ Reibung im Wellenlager veranlaßt. Man trage den Kurbelkreis als gerade Linie H J, Fig. 238, auf, errichte senkrecht darüber Ordinaten, welche

Fig. 237.

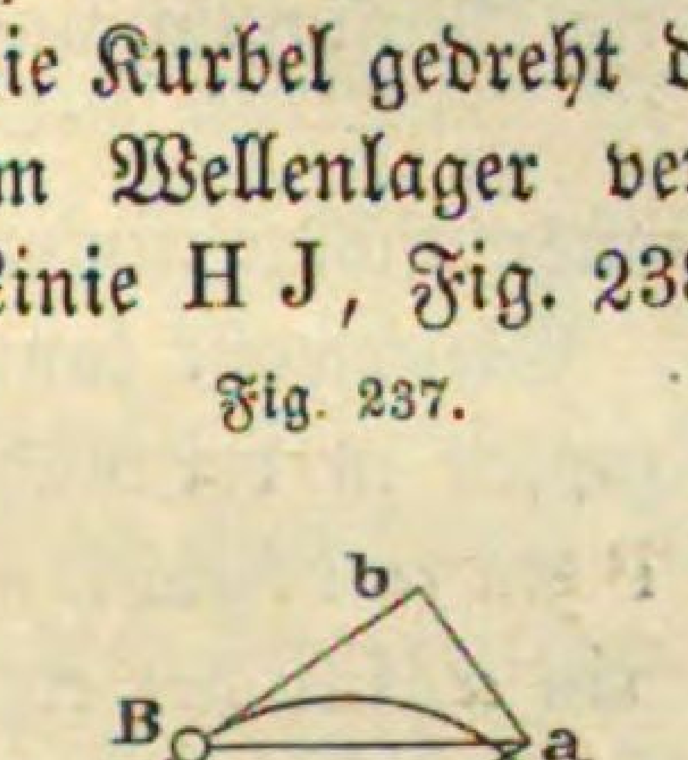
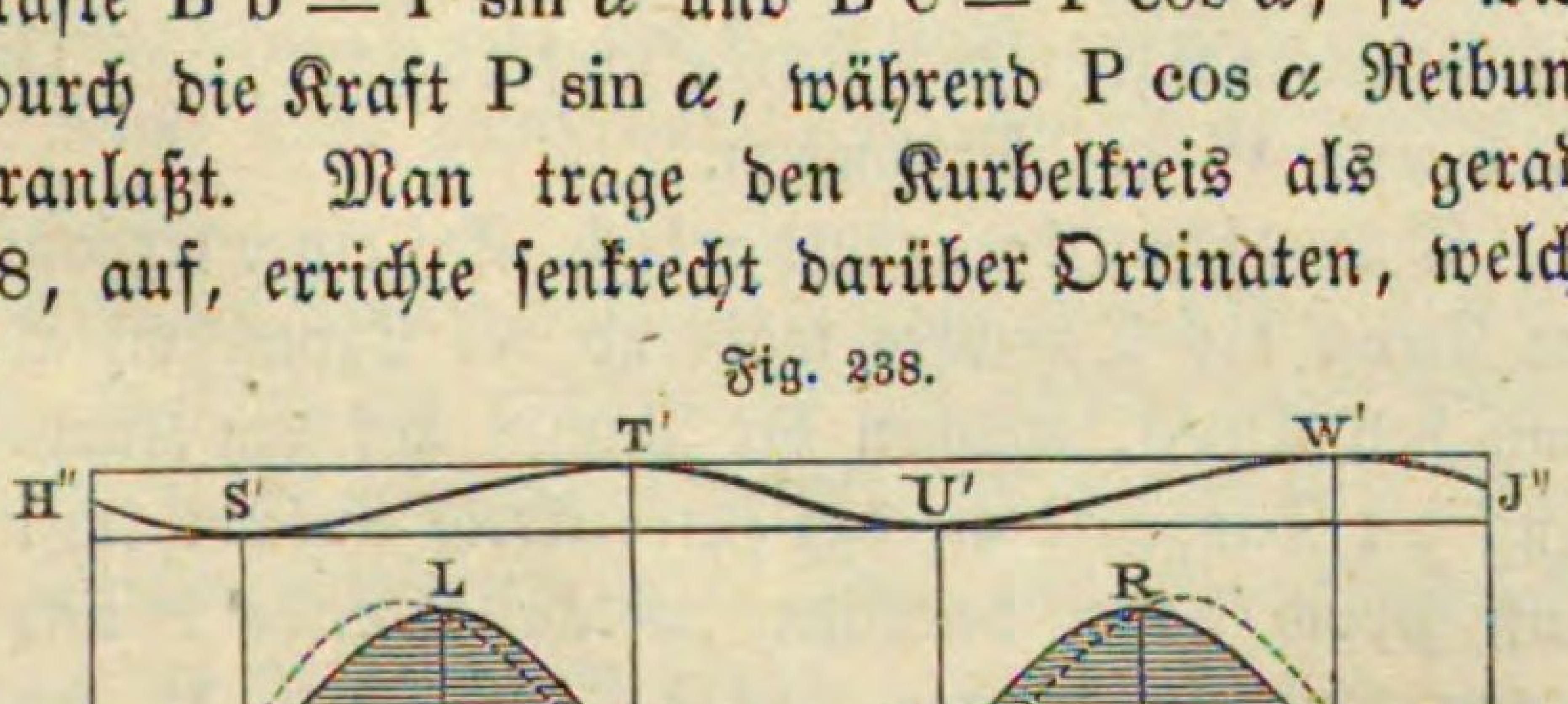


Fig. 238.



gleich sind dem betreffenden Druck $P \sin \alpha$ und verbinde die Endpunkte der Ordinaten, so erhält man eine Kurve, welche das Gesetz der Druckänderung darstellt.

Dampfdruck konstant. Nimmt man P konstant an und zwar = 1, so werden

für die Winkel α	= 0	30	45	60	90	120	135	150	180°
die Ordinaten	= 0	0,50	0,71	0,87	1	0,87	0,71	0,50	0.

Daher entsteht eine Kurve H L Q für den Hingang und eine gleiche Q R J für den Hergang. Die Flächen, welche diese Kurve mit ihrer Grundlinie einschließen, geben die Arbeit, welche die Kraft P sin α leistet. Man konstruire das Rechteck H J J' H' so, daß es gleiche Fläche hat mit den krummlinigen Figuren, so stellt die Höhe H H' desselben den mittleren Werth von P sin α dar.

Es sei r die Kurbellänge, also 4 r der Weg des Kolbens bei einem Hin- und Hergang, so wird die Arbeit des Dampfes = 4 r P sein. Während dieses Vorganges durchläuft der mittlere Druck H H' den Kurbelkreis = 2 r π, verrichtet also eine Arbeit = H H' . 2 r π. Durch Gleichsehen dieser Arbeiten folgt

$$\text{Mittlerer Druck} = \frac{2}{\pi} P = 0{,}6366 \text{ P}.$$

Dieser Druck ist daher 0,6366 vom größten Druck K L. Dieser mittlere Druck kann auch als Widerstand, den die Maschine zu überwinden hat, angesehen werden. Die Gerade H' J' schneide die Kurven in den Punkten S, T, U, W, so folgt, daß längs der Wege H' S, T U und W J' der Widerstand größer ist als der Dampfdruck, daher wird die Geschwindigkeitskurve H'' J'' längs dieser Strecken, d. h. längs der Strecke H'' S', T' U' und W' J'' sinken und längs der Wege S T und U W steigen, da hier der Dampfdruck überwiegt. Daher wird die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens in S und U ein Minimum und in T und W ein Maximum.

Dampfdruck veränderlich. Bei einer Expansionsmaschine nimmt der Druck des Dampfes während der Expansion ab. Gleichwohl kann man den Druck, welchen der Dampf auf den Kurbelzapfen in der Richtung der Tangente an den Kurbelkreis ausübt, mit P sin α bezeichnen, muß jedoch dabei beachten, welche Werthe P und sin α für die einzelnen Kurbelstellungen haben. So ist z. B. nach dem Diagramm, Fig. 239, S. 365, für $1/6$ Füllung, wenn der anfängliche Druck 1, der Gegendruck 0,04 beträgt, nach Tab. IV. für Dampf mit 0,1 Wasser:

für die Winkel . α =	0	48	70	90	110	132	180°
der Werth von . P =	0,96	0,96	0,42	0,25	0,17	0,13	0,09,
daher der von P sin α =	0	0,70	0,40	0,25	0,16	0,07	0.

Trägt man den Kurbelkreis als Gerade H J, Fig. 240; S. 365, und die Werthe von P sin α als Ordinaten auf, so erhält man die Druckkurve

HLQ für den Hingang und die Kurve QRJ für den Hergang. Hat das Rechteck HJJ'H' gleiche Fläche mit den Flächen HLQ und

Fig. 239.

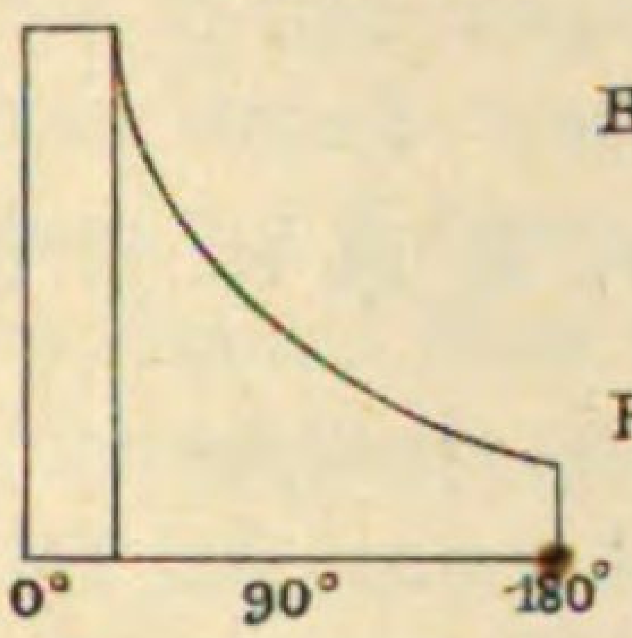
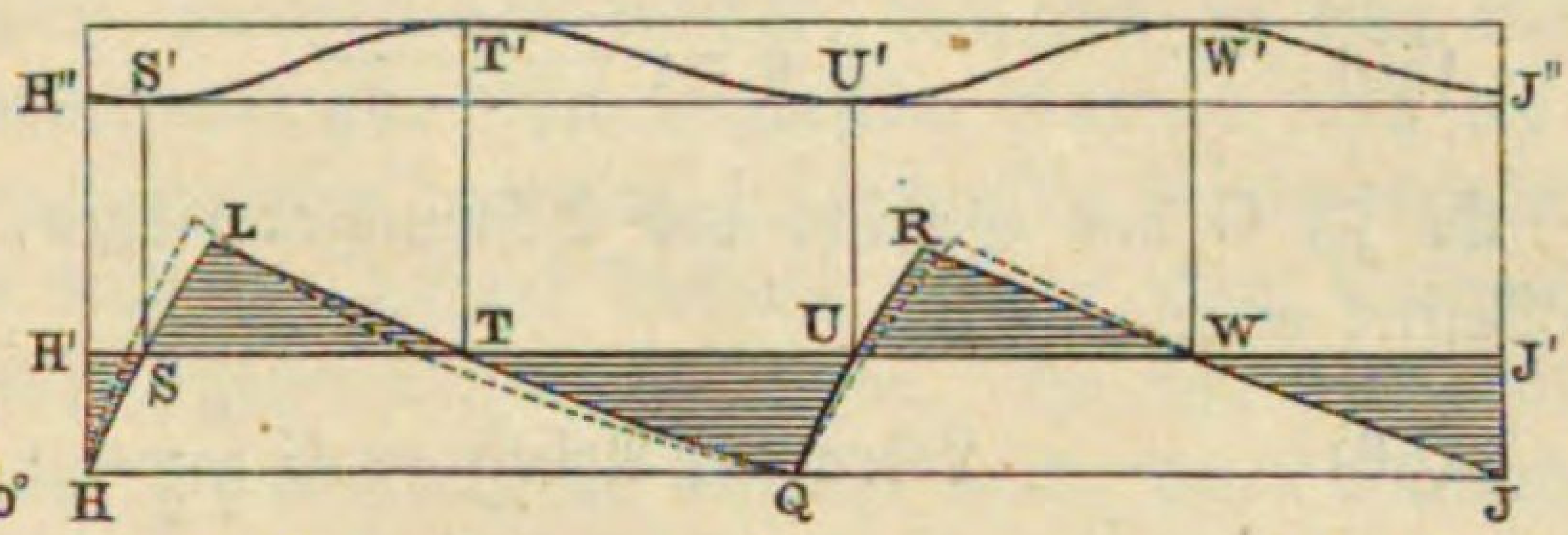


Fig. 240.



QRJ, so stellt HH' den mittleren Dampfdruck, also auch den mittlern Widerstand, der zu überwinden ist, dar. Sind S, T, U, W die Durchschnittspunkte der Drucklinien mit der Widerstandslinie, so ist die Arbeit des Druckes kleiner als die des Widerstandes längs H'S, TU und WJ', dagegen größer längs ST und UW. Daher steigt die Geschwindigkeitskurve H" J" längs der Wege S'T' und U' W' und sinkt auf den andern Strecken.

In den Figuren 238 und 240 müssen die Flächen SLT und TQU gleiche Werthe haben. Sind diese groß im Verhältniß zur Gesammtfläche HLQ, so nimmt die lebendige Arbeit des Schwungrades während der Beschleunigung um einen großen Betrag zu und während der Verzögerung um einen gleichen Betrag ab. Damit das Schwungrad diese Zu- und Abnahme wenig verspüre, muß die mittlere lebendige Arbeit des Schwungrades groß sein.

b. Gleichförmigkeit der Bewegung des Schwungrades.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades schwankt zwischen zwei Grenzen. Je näher diese zusammenrücken, um so gleichförmiger die Bewegung des Rades.

Es sei z. B. die größte Geschwindigkeit des Schwungrades $= 8{,}2^{m}$, die kleinste $= 7{,}8^{m}$, so kann die mittlere $= 8^{m}$ angenommen werden. Das Verhältniß zwischen der mittleren Geschwindigkeit und dem Unterschied der extremen Geschwindigkeiten heißt Grad der Gleichförmigkeit. Dieser Grad ist daher im vorliegenden Falle

$$\frac{8}{8{,}2 - 7{,}8} = 20.$$

Der Grad der Gleichförmigkeit richtet sich nach der Natur der Arbeit, welche zu verrichten ist. Für Dampfmaschinen, welche Mühlen, Pumpen und ähnliche Werke treiben, die wenig Gleichförmigkeit erfordern, genügt 15 bis 20; für Spinnereien, Webereien ꝛc. sind 40 bis 60 nöthig.

Bezeichnet allgemein u die mittlere, u_1 die größte und u_0 die kleinste Umfangsgeschwindigkeit und c den Grad der Gleichförmigkeit, so ist

(55) $$c = \frac{u}{u_1 - u_0}.$$

Es sei G das Gewicht des Schwungradringes, so ist die in ihm im Mittel angesammelte

(56) $$\text{Lebendige Arbeit} = G \frac{u^2}{2g},$$

wo $g = 9{,}81^m$ die Beschleunigung beim freien Fall bezeichnet.

In diesem Ausdruck steigt u auf u_1 und sinkt auf u_0; die Aenderung a der lebendigen Arbeit ist daher

$$a = G \frac{u_1^2 - u_0^2}{2g}.$$

Nun ist $u_1^2 - u_0^2 = (u_1 + u_0)(u_1 - u_0)$. Allein $u_1 + u_0 = 2u$ und nach (55) $u_1 - u_0 = \frac{u}{c}$; daher $u_1^2 - u_0^2 = \frac{2u^2}{c}$. Daher wird

(57) $$a = \frac{G u^2}{g c}.$$

Dieser Werth von a ist (Fig. 238 und 240) die Fläche S L T oder T Q U. Denn die Arbeit S L T steigert die Geschwindigkeit vom kleinsten Werth in S' auf den höchsten in T' und die Arbeit T Q U bringt sie vom höchsten zum tiefsten in U'.

Es sei L die Anzahl Pferdekräfte der Dampfmaschine und n die Anzahl Drehungen derselben in einer Minute, so ist 75 L die Arbeit der Maschine per Sekunde in Kilogramm-Metern, also 60 . 75 L die Arbeit in der Minute, mithin die Arbeit A bei jedem Hub

(58) $$A = \frac{60 \cdot 75\, L}{2n}.$$

Dieser Werth von A ist die Fläche H L Q. Nun entspricht jeder Maschine ein bestimmtes Verhältniß zwischen a und A, das aus den erwähnten Figuren ermittelt werden kann.

Für die Volldruckmaschine, Fig. 238, ist $a = 0{,}21\, A$; daher erhält man aus den Formeln (57) und (58)

$$\frac{G u^2}{g c} = 0{,}21 \cdot \frac{60 \cdot 75\, L}{2n},$$

woraus folgt

(59) $$G u^2 = 4640 \frac{L c}{n}.$$

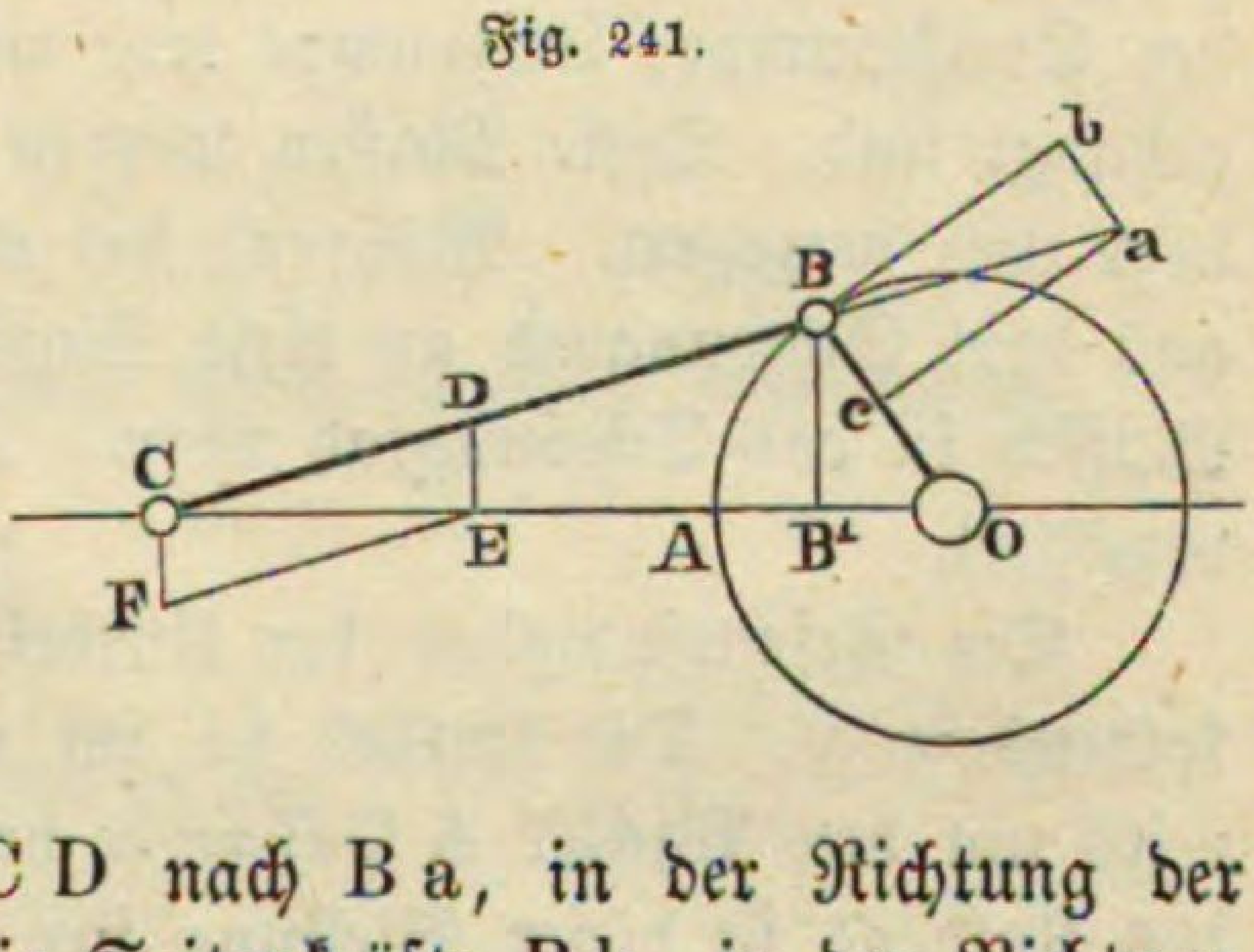
Mit Hülfe dieser Formel kann nun das Gewicht G oder die Geschwindigkeit u berechnet werden, wenn alle andern Größen bekannt sind. Man ersieht, daß die Wirkung des Schwungrades dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional wächst, während sie dem Gewichte nur einfach proportional ist. Bei doppeltem Gewicht wird die Wirkung des Schwungrades eine doppelte, bei doppelter Geschwindigkeit eine vierfache. Man muß also darauf Bedacht nehmen, dem Schwungrade eine möglichst große Geschwindigkeit zu geben. Da nun das Schwungrad fast immer auf der Kurbelwelle befestigt wird, deren Umdrehungszahl gegeben ist, so muß man die große Geschwindigkeit dadurch zu erreichen suchen, daß man das Gewicht möglichst weit von der Axe entfernt, also das Gewicht des Schwungrades hauptsächlich in den Kranz verlegen und dem Kranz einen großen Halbmesser geben. Dadurch erreicht man zugleich die Vortheile, daß das Schwungrad billiger und die Zapfenreibung in den Lagern seiner Welle kleiner wird.

Mit der vergrößerten Geschwindigkeit wächst aber auch die Centrifugalkraft, welche den Kranz von den Armen abzureißen strebt und es findet daher die Geschwindigkeit ihre Grenze in der Festigkeit des Materials. Gewöhnlich beträgt der Halbmesser des Schwungrades das 2—$2\frac{1}{2}$fache des Kolbenhubes.

c. Einfluß der Länge der Schubstangen.

Es sei, Fig. 241, C E = P der Druck des Dampfes in irgend einer Lage des Kolbens, C B die Schubstange in dieser Lage und O B der Halbmesser des Kurbelkreises. Man zerlege die Kraft C E in die beiden Seitenkräfte C D und C F, in der Richtung der Schubstange und senkrecht auf die Richtung der Kolbenstange, so ist C D größer als P, und zwar um so größer, je mehr die Schubstange aus der mittleren Lage abgelenkt wird. Man verlege den Druck C D nach B a, in der Richtung der Schubstange und zerlege ihn in die Seitenkräfte B b, in der Richtung der Tangente an den Kurbelkreis und in B c, senkrecht darauf; so ist B b die Kraft, welche drehend wirkt. Diese Kraft erreicht ihren größten Werth, wenn Kurbel und Schubstange einen rechten Winkel bilden. Ist daher in dieser Lage Winkel B O A = α, so wird Winkel B C A = 90 — α sein.

Fig. 241.



Bezeichnet außerdem r die Kurbellänge und L die Schubstangenlänge, so ist, wenn B B′ senkrecht auf O C steht: $BB' = r \sin \alpha = L \cos \alpha$, woraus folgt

$$\text{cotang}\ \alpha = \frac{r}{L}.$$

Nimmt man das Verhältniß $\frac{r}{L}$	=	$\frac{1}{6}$,	$\frac{1}{5}$,	$\frac{1}{4}$,
so wird der Winkel . . . α	=	80,5	78,6	76,0°,
daher die tangentiale Kraft B b	=	1,014 P,	1,020 P,	1,030 P.

Zeichnet man die Werthe der Kraft B b als Ordinaten in Fig. 238 ein und verbindet ihre Endpunkte, so erhält man als Drucklinien die punktirt ausgeführten Kurven. Diese schneiden die Widerstandslinie in den Punkten t und u, statt in T und U und zwar so, daß für $r : L = 1 : 5$ die Länge $t\,u = \frac{6}{5}$ von T U ist. Dadurch wird auch die Fläche t Q u annähernd in gleichem Verhältniß größer als T Q U, d. h. es wird der Zahlenfaktor in der Gleichung (59) zu

$$4640 \cdot \frac{6}{5} = 5568.$$

In gleicher Weise ist die Druckkurve mit Rücksicht auf die Schubstangen-Länge in Fig. 240 eingezeichnet.

d. Einfluß der hin- und hergehenden Massen.

Zu diesen Massen sind zu rechnen: der Dampfkolben, die Kolbenstange, der Kreuzkopf, die Schubstange und allfällig noch Massentheile der Speisepumpe, Luftpumpe 2c., wenn diese an der Kolbenstange angehängt sind. Diese Massen werden bei jedem einfachen Hub beschleunigt und verzögert. Während der ersten Periode geht lebendige Arbeit aus dem Schwungrad an diese Massen, während der zweiten aus den Massen in das Schwungrad über. Dieses wird daher beschleunigt und verzögert.

Die Geschwindigkeit der Kurbel sei = V, diejenige des Dampfkolbens = v. Die Kurbel sei im ersten Quadranten, Fig. 237, bereits um den Winkel $ACB = \alpha$ vorgerückt, so ist die Geschwindigkeit des Kolbens in dieser Stellung für eine unendlich lange Schubstange [1]

$$v = V \sin \alpha. \qquad (60)$$

[1] Es ist der Weg $AD = x = CA - CD = r - r \cos \alpha$, folglich das Wegelement

$$dx = r \sin \alpha \, d\alpha. \qquad (a)$$

Bezeichnet Q das Gewicht der hin- und hergehenden Theile, so ist nach (56) die in ihnen enthaltene lebendige Arbeit gleich

$$\frac{Q V^2 \sin^2 \alpha}{2 g}.$$

Ferner ist der Druck auf den Kurbelzapfen, der aus dieser Arbeit entsteht, in der Richtung der Kolbenstange, gleich

$$(61) \qquad Q \frac{V^2}{r g} \cos \alpha$$

und derjenige in der Richtung der Tangente an den Kurbelkreis

$$(62) \qquad Q \frac{V^2}{r g} \cos \alpha \sin \alpha.$$

Diese letztere Kraft wirkt abwechselnd verzögernd und beschleunigend auf den Kurbelzapfen. Sie muß daher im ersten Fall vom Dampfdruck $P \sin \alpha$ abgezogen, im zweiten Fall zu ihm addirt werden, um die Resultante in der Richtung des Kurbelkreises zu erhalten.

Nun ist aber auch dieses Wegelement $d x = v d t$; mithin wird $v d t = r \sin \alpha d \alpha$; daher die Kolbengeschwindigkeit

$$(b) \qquad v = r \sin \alpha \frac{d \alpha}{d t}.$$

Allein es wachsen die Zeit t und der Winkel α proportional; also ist das Verhältniß $d \alpha : d t$ konstant, daher auch $= \alpha : t$. Dehnt man t zur Rotationszeit T aus, so wird α zu 2π; daher

$$\frac{\alpha}{t} = \frac{2 \pi}{T}.$$

Es ist aber $T V = 2 r \pi$; folglich

$$\frac{\alpha}{t} = \frac{V}{r} = \frac{d \alpha}{d t}.$$

Setzt man diesen Werth in (b), so folgt Gleichung (60); daher ist die lebendige Arbeit des Gewichtes Q gleich

$$\frac{Q V^2 \sin^2 \alpha}{2 g}.$$

Während der Zeit d t nimmt diese Arbeit zu um

$$\frac{Q V^2 \sin \alpha \cos \alpha \, d \alpha}{g}.$$

Diese Arbeitsgröße ist das Produkt aus einer Kraft und dem Weg $d x = r \sin \alpha d \alpha$. Die Kraft kann während der Zeit d t als konstant angesehen werden; daher ist dieselbe, wie oben in Formel (61) angenommen, gleich

$$Q \frac{V^2}{r g} \cos \alpha.$$

Um die Aenderungen der Kraft (62) zu beurtheilen, sei

der Winkel . $\alpha = 0 \quad 15 \quad 30 \quad 45 \quad 60 \quad 75 \quad 90^0$,

daher $\sin\alpha \cos\alpha = 0 \quad 0{,}24 \quad 0{,}43 \quad 0{,}50 \quad 0{,}43 \quad 0{,}24 \quad 0$.

Mithin wächst der Einfluß der Massen in der Richtung des Kurbelkreises von 0 bis 45° und nimmt gegen 90° in gleicher Weise ab. In jedem andern Quadranten ist die Aenderung dieselbe.

Es sei die Kurbellänge $r = 0{,}45^m$, das Gewicht $Q = 400$ Kil.; die Maschine mache 70 Umdrehungen per Minute, so ist die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens $= 3{,}3^m$; mithin nach (61) der Druck der Massen im todten Punkt, in der Richtung der Kolbenstange:

$$\frac{400 \,.\, 3{,}3 \,.\, 3{,}3}{9{,}81 \,.\, 0{,}45} = 984 \text{ Kil.}$$

und nach (62) derjenige in der Richtung des Kurbelkreises, für $\alpha = 45^0$:

$$948 \,.\, 0{,}5 = 492 \text{ Kil.}$$

Hat der Kolben 1140 $\square^{cm}$ Querschnitt, so wird bei einer Volldruckmaschine und 2,5 Atm. Ueberdruck der Druck des Dampfes auf den Kolben $1140 \,.\, 1{,}033 \,.\, 2{,}5 = 2944$ Kil. Hievon beträgt der Druck der Massen: $^1/_3$ in der Richtung der Kolbenstange am Anfange des Hubes und $^1/_6$ in der Richtung des Kurbelkreises für $\alpha = 45^0$.

Es sei Fig. 242 eine Kopie von Fig. 238 und Fig. 243 eine solche von Fig. 240, mit dem Unterschied, daß in den Kopien der Einfluß der hin- und hergehenden Massen, in der Richtung des Kurbelkreises, eingezeichnet ist. Die Kurve H^1ABTUW stellt den Druck der Massen auf den Kurbelzapfen in der erwähnten Richtung dar. Im ersten Quadranten liegt die Kurve über, im zweiten unter der Widerstandslinie $H^1 J^1$, da im ersten Fall der Widerstand verstärkt, im zweiten vermindert wird. Bei 45° ist der Widerstand der Massen durch die Ordinate AA', der gesammte Widerstand daher durch AA'' dargestellt; ebenso bei 135° der gesammte Widerstand durch $C'C'' - C'C = CC''$.

Fig. 242.

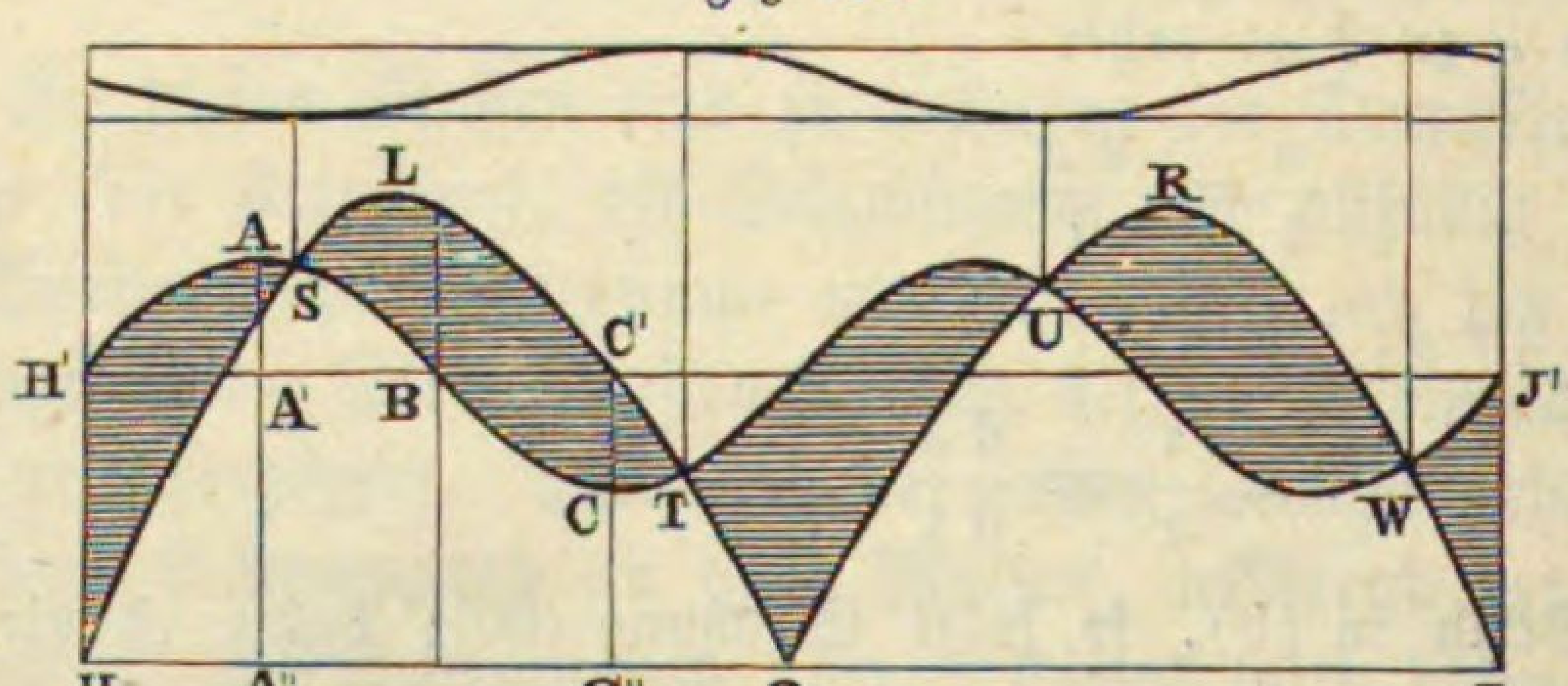
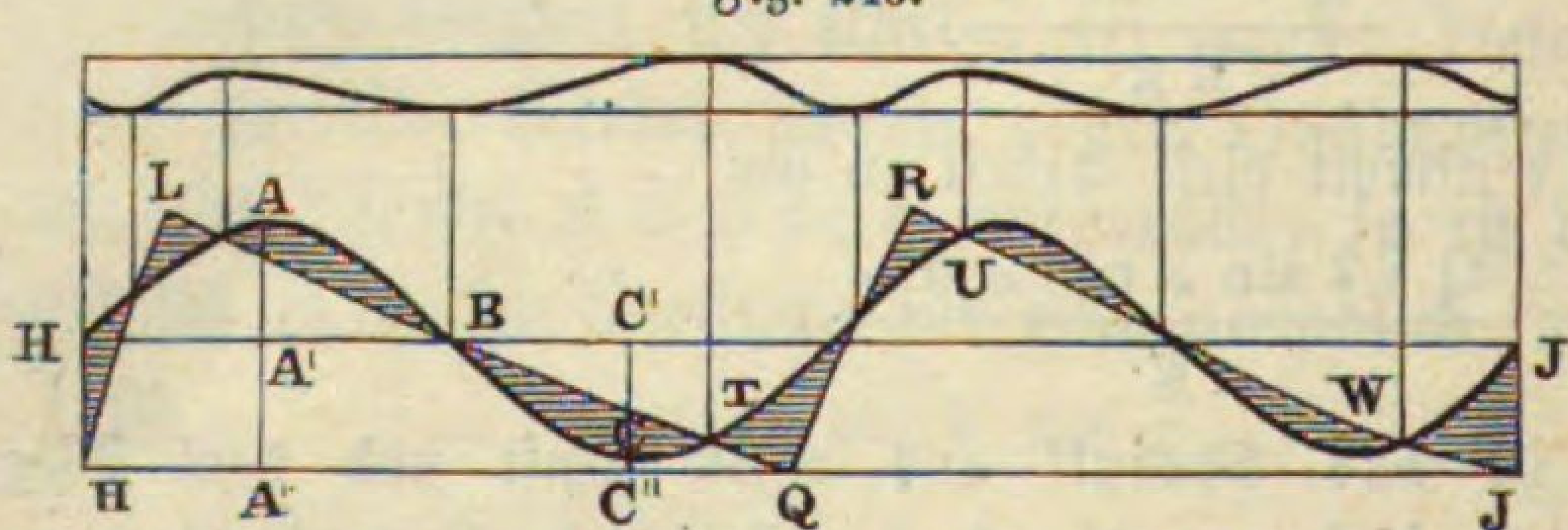


Fig. 243.



Die Punkte S, T, U und W, wo die Dampfdruckkurve die Widerstandskurve schneidet, sind verschoben. Die Kurve der Fig. 243 liefert sogar 2mal mehr solcher Durchschnittspunkte als die der Fig. 242, mithin auch 2mal mehr Zu- und Abnahmen in der Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades. Die schraffirten Flächen zeigen außerdem, daß bei dieser Expansionsmaschine die Schwankungen der Umfangsgeschwindigkeit kleiner sind als die der Volldruckmaschine. Bei der Expansionsmaschine wirkt der Einfluß der Massen günstig, sowohl in der ersten als zweiten Hälfte des Hubes, nämlich als Widerstand, wo der Dampfdruck groß und als treibende Kraft, wo der Dampfdruck klein ist.

In Fig. 242 ist die Fläche T Q U annähernd 1,2mal größer als die Fläche t Q u der Fig. 238. Mithin wird die auf S. 368 angegebene Konstante 5568 zu 5568 . 1,2 = 6682. Somit geht Formel (59) über in

$$(63) \qquad G\,u^2 = 6682\,\frac{L\,c}{n}.$$

Beispiel. Welches Gewicht hat man dem Schwungrad einer Dampfmaschine für eine Maschinenfabrik zu geben, wenn dieselbe bei 3facher Expansion 25 Pferdekräfte gibt und 35 Umdrehungen in der Minute macht?

Nehmen wir die Kolbengeschwindigkeit zu $1{,}1^m$ und den Schwungradhalbmesser $2\frac{1}{2}$mal so groß, als den Kolbenhub an, so wird die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades

$$u = 2\frac{1}{2} \,.\, 1{,}1\,\pi = 8{,}64^m.$$

Aus dem Schwungraddiagramm (Fig. 243) ergebe sich für die Formel (63) eine Konstante = 6000, so wird für $c = 36$ das Gewicht

$$G = \frac{6000 \,.\, 25 \,.\, 36}{(8{,}64)^2 \,.\, 35} = 2066 \text{ Kil.}$$

Der Halbmesser ergibt sich aus der Umfangsgeschwindigkeit u und der Umdrehungszahl n zu $r = 30\,u : \pi\,n = 2{,}35^m$.

Für $r = 2^m$ würde $u = 7{,}33^m$ und $G = 2869$ Kil.

Maschinen, welche veränderlichen Widerständen ausgesetzt sind, wie solche, die zum Betriebe von Hammer-, Walz- und Pochwerken dienen, müssen noch schwerere Schwungräder erhalten. Um etwas an Gewicht zu sparen, befestigt man in solchen Fällen bisweilen das Schwungrad nicht direkt auf der Kurbelwelle, sondern auf einer zwischen die Kurbelwelle und die Arbeitswelle eingeschaltete Welle, welche rascher als die Kurbelwelle geht. Wird die Geschwindigkeit der Schwungmasse hierbei sehr groß, so konstruirt man das Rad aus Blech, statt aus Gußeisen, um ihm größere Festigkeit zu geben.

e. Einfluß der Radarme.

Nachdem man das Schwungradgewicht berechnet hat, kommt es darauf an, dasselbe angemessen auf die einzelnen Theile des Rades zu vertheilen. Am wirksamsten ist, wie wir gesehen haben, der Kranz; auch die Arme repräsentiren noch eine gewisse, wenn auch kleine Schwungmasse; die Nabe jedoch hat, da sie der Axe zu nahe liegt, fast gar keine Wirkung. Nimmt man an, daß der Kranz mit seinem vollen Gewichte und die Arme mit $1/3$ ihres Gewichtes zur Wirkung kommen, und nennt den mittleren Halbmesser des Radkranzes R, die radiale Höhe des Kranzquerschnitts a, seine Breite b, den Querschnitt der Arme $F_1 = \mu a b$, und die Zahl derselben m, so wird, das Gewicht von 1 Kub.^{m} Gußeisen = 7200 gesetzt,

$$G = 7200 \left(2 \pi R a b + \frac{1}{3} m F_1 R\right)$$

$$(64) \qquad G = 7200 R a b \left(2 \pi + \frac{1}{3} m \mu\right).$$

Setzt man noch $b = 0{,}6\,a$, so wird nach Formel (64)

$$a^2 = \frac{G}{4320 R (2 \pi + \frac{1}{3} m \mu)}.$$

Für μ nimmt man $1/4$ bis $1/3$.

Ist z. B. $G = 2066^k$, $r = 2{,}35^m$, $m = 6$, $\mu = 0{,}3$, so wird

$$a^2 = \frac{2066}{4320 \,.\, 2{,}35 \,(2 \pi + \frac{1}{3} \,.\, 6 \,.\, 0{,}3)}; \; a = 0{,}17^m.$$

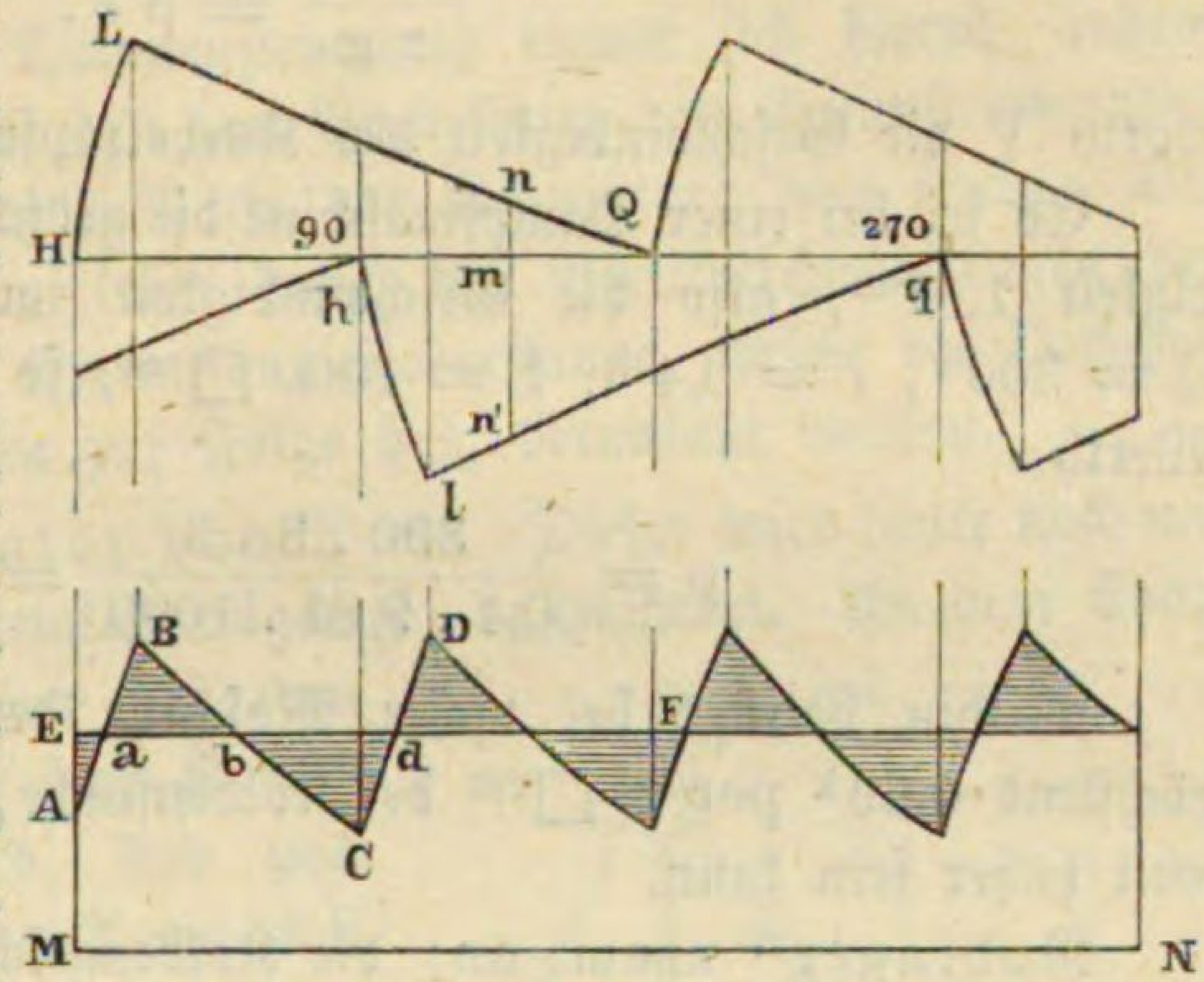
f. Schwungrad für die Doppelkurbel.

Arbeiten zwei Maschinen auf dieselbe Welle, so stellt man ihre Kurbeln unter rechtem Winkel zu einander. Es sei für die eine Maschine H L Q, Fig. 244, S. 373, das Diagramm des Dampfdruckes, in der Richtung des Kurbelkreises und h l q dasjenige der andern Maschine in demselben Sinne, jedoch unter statt über die Grundlinie H q gestellt, so gibt die Summe $m n + m n^1$ zweier Ordinaten dieser Diagramme den gesammten Druck beider Maschinen an. Man zeichne nun über der Grundlinie M N eine Kurve, deren Ordinaten dem gesammten Druck beider Maschinen entsprechen, so erhält man die Druckkurve A B C D... In der Figur sind die Maschinen gleich und gleicharbeitend vorausgesetzt.

Formel (62) für den Druck der hin- und hergehenden Massen, in der Richtung der Tangente an den Kurbelkreis, enthält die Größe $\sin \alpha \cos \alpha$. Dieser Werth ist für beide Maschinen gleich groß, jedoch

mit entgegengesetztem Zeichen, so daß er bei der einen Maschine als Widerstand auftritt, während er gleichzeitig bei der andern als treibende Kraft wirkt. Mithin hebt sich der Einfluß dieser Massen auf das Schwungrad auf und es wird die Widerstandslinie E F geradlinig. Die schraffirten Flächen a B b, b C d, .. geben auch hier an, um wie viel die lebendige Arbeit des Schwungrades längs der Wege a b, b d, .. zu- oder abnimmt. Diese Flächen werden ein Minimum, wenn die Kurbeln unter 90° zu einander gestellt werden. Da diese Flächen klein sind, so kann auch das Schwungrad leicht gehalten werden. Es genügt in der Regel für beide gekuppelte Maschinen ein Schwungrad, das für eine allein arbeitende nöthig wäre.

Fig. 244.



g. Grenzen für die Kolbengeschwindigkeit.

Da der Effekt der Maschinen das Produkt aus dem mittleren Dampfüberdruck und der mittleren Kolbengeschwindigkeit ist, so wird bei gegebener Arbeit der eine Faktor groß, wenn der andere klein angenommen wird. Läßt man daher die Maschine langsam arbeiten, so wird der Dampfdruck groß, daher auch die Maschine groß, schwer und kostspielig. Ein Mittel, sie leicht und billig zu erstellen, liegt darin, sie schnell gehen zu lassen. Allein eine hohe Geschwindigkeit führt leicht Stöße herbei, welche Arbeit absorbiren und der Maschine schaden. Brauchbare Werthe für die mittlere Kolbengeschwindigkeit v erhält man mittelst der empirischen Formel

$$v = 1{,}3 \sqrt[3]{H},$$

worin H die Hublänge des Dampfcylinders in Metern bezeichnet.

Für den Hub H =	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50^{m}
wird Geschw. v =	0,82	1,03	1,18	1,30	1,40	1,48^{m}.

In neuerer Zeit lassen einzelne Konstrukteure ihre Maschinen weit schneller laufen. Die Grenze der Geschwindigkeit hängt ausschließlich von dem Druck ab, welchen die hin- und hergehenden Massen auf den Kurbelzapfen ausüben. Dieser Druck erreicht nach Formel (61) seinen größten Werth in den todten Punkten.

Nimmt man an, es dürfe dieser Druck höchstens p Kil. per 1 □cm der Kolbenfläche F sein, so erhält man nach Formel (61)

$$\frac{Q\,V^2}{r\,g} = p\,F,$$

worin V die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens bezeichnet.

Es sei bei einer Dampfmaschine die größte zuläſſige Kolbengeschwindigkeit $1{,}91^m$, also die Geschwindigkeit im Kurbelkreise 3^m; ferner $Q = 300^k$, $r = 0{,}4^m$, $F = 1000$ □cm, so wird, da $g = 9{,}81^m$, der Werth

$$p = \frac{300\,.\,3\,.\,3}{0{,}4\,.\,9{,}81\,.\,1000} = 0{,}69^k.$$

Mithin beträgt bei dieser Maschine der Widerstand der Massen höchstens $0{,}69^k$ per 1 □cm der Kolbenfläche, während der Dampfdruck weit höher sein kann.

Radinger [1] nimmt an, die Kolbengeschwindigkeit dürfe höchstens so groß sein, daß der Dampfüberdruck am Anfang des Hubes noch den Widerstand der Massen zu überwinden vermöge. Für diese Annahme wird begreiflich bei Hochdruckmaschinen eine sehr hohe Kolbengeschwindigkeit erhalten.

6.

Regulator.

Das Schwungrad dient, wie wir gesehen haben, zur Ausgleichung der periodischen Schwankungen von Kraft und Widerstand; nicht aber, wenn auf eine längere Zeit Kraft oder Widerstand sich ändert. Wird z. B. durch vermehrte Feuerung die Dampfproduktion oder durch Ausrücken von Arbeitsmaschinen der Widerstand vermehrt, so wird im ersten Falle bei gleich bleibendem Widerstand die Geschwindigkeit der Maschine vergrößert und im zweiten Falle bei gleich bleibender Dampfkraft verkleinert. Es muß daher jede Dampfmaschine mit einer Vorrichtung versehen werden, welche selbstthätig die Geschwindigkeit konstant erhält, wenn auch Kraft oder Widerstand sich ändern. Solche Vorrichtungen heißen Regulatoren.

Arbeitet man mit Volldruck, so läßt sich die Dampfkraft nur dadurch reguliren, daß man die Wirkung der Schwungkugeln auf die Drosselklappe überträgt. Bei Expansionsmaschinen hat man aber noch ein zweites Mittel, nämlich das, den Expansionsgrad von der Stellung

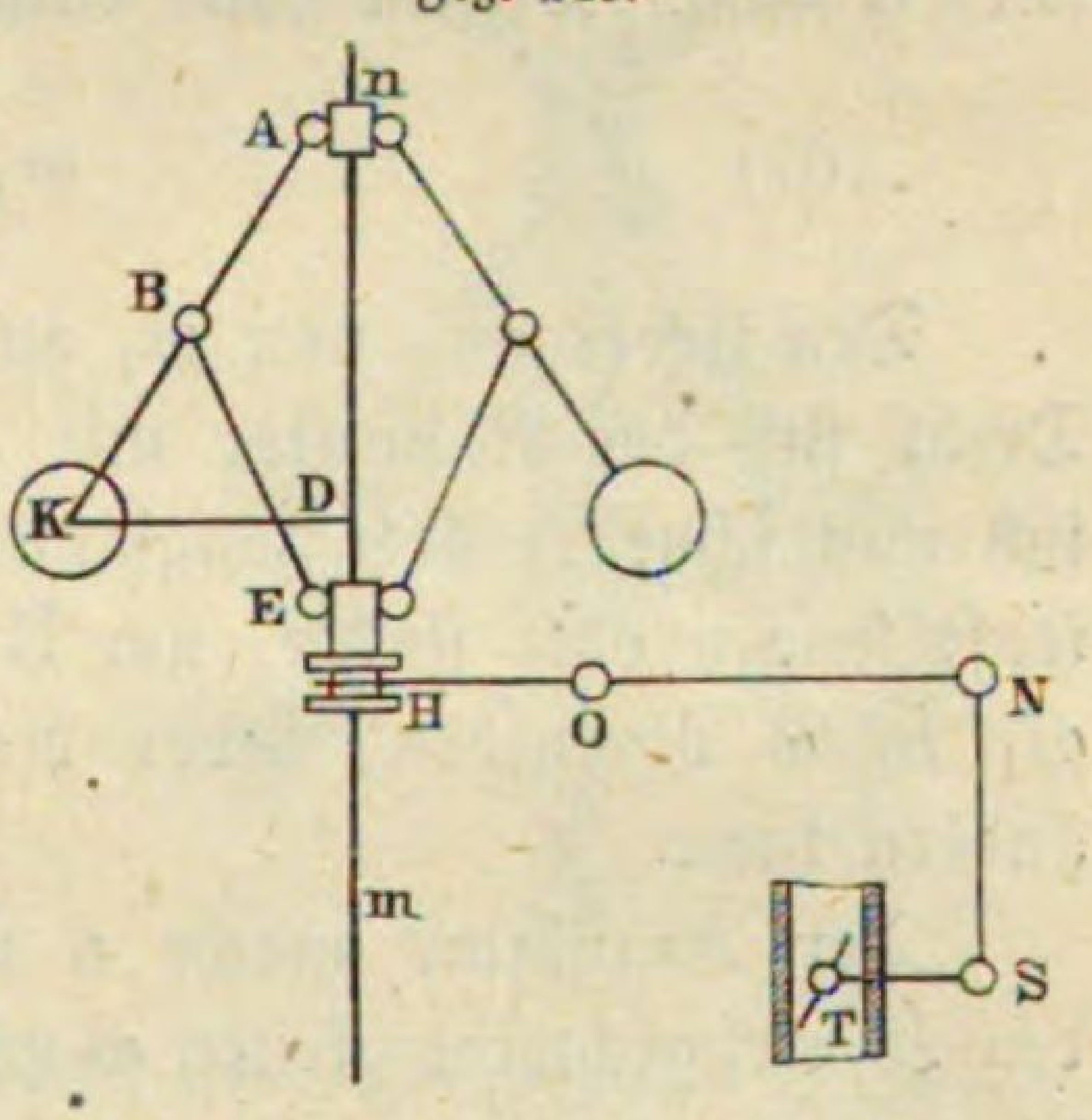
[1] Radinger, Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. Zweite Auflage. 1872.

der Kugeln abhängig zu machen, derart, daß die Cylinderfüllung vermindert wird, wenn die Kugeln steigen, und umgekehrt.

Wie bei Maschinen von Corliß und Sulzer der Expansionsgrad selbstthätig regulirt werden kann, ist bereits auf S. 312 und 321 gezeigt worden. Auch die Daumensteuerung eignet sich hierzu, indem man statt der Drosselklappe den zur Verstellung des Expansionsgrades dienenden Daumen von dem Muffe des Regulators aus treibt. Bei der Meyer'schen Steuerung kann durch die Vertikalschwingungen der Kugeln eine Drehung der Expansionsschieberstange, welche die Verschiebung der Expansionsplatten zur Folge hat, veranlaßt werden.

Centrifugalregulator von Watt. Dieser wird heute noch mit gewissen Modifikationen ziemlich allgemein angewendet. An dem Charniertheil n (Fig. 245) der stehenden Welle m n, welche von der Kurbelwelle aus getrieben wird, sind zwei durch Kugeln K belastete Arme A K so befestigt, daß sie nicht nur mit der Welle sich drehen, sondern auch um die Aufhängzapfen A frei auf und nieder schwingen können. Die Arme A K sind nun durch Stangen B E derart mit einem lose auf die Welle aufgesteckten Muff H verbunden, daß derselbe, den Vertikalschwingungen der Arme folgend, an der Welle sich auf und ab schiebt. Ein um die Axe O drehbarer Hebel N O H umfaßt mittelst einer Gabel den Muff H und überträgt die Bewegungen desselben durch eine Zugstange N S und einen einarmigen Hebel S T auf die Drosselklappe, welche demgemäß den Rohrquerschnitt verengt oder erweitert, je nachdem die Kugeln nach oben oder unten ausschwingen.

Fig. 245.



Es sei A K = a die Länge einer Stange vom Aufhängepunkt bis zum Mittelpunkt der Kugel, A D = h die vertikale und K D = r die horizontale Projektion dieser Stange, A B = b das Stück vom Aufhängepunkt bis zur Stange B E; ferner P das Gewicht einer Kugel, K die an ihr wirkende Centrifugalkraft, 2 R der Widerstand, den die Hülse H der Auf- und Niederbewegung entgegensetzt, also R $\left(\frac{b}{a}\right)$ die Kraft, welche auf jeder Stange in B in vertikaler Richtung überwunden werden muß, wenn die Stangen ihre Richtung ändern, so besteht am Hebel A K Gleichgewicht, wenn folgende Gleichung unter den statischen Momenten stattfindet:

$$(65) \qquad K h = P r \pm R r \left(\frac{b}{a}\right).$$

Es sei $g = 9{,}81^m$ die Beschleunigung beim freien Fall und ω die Winkelgeschwindigkeit der Kugeln, also $r\,\omega$ die Geschwindigkeit der Kugeln selbst, so ist die Centrifugalkraft

$$K = \frac{P\,r^2\,\omega^2}{r\,g}.$$

Setzt man diesen Werth von K in (65), so folgt

$$(66) \qquad \omega^2 = \frac{g}{h} \cdot \frac{P \pm R\left(\frac{b}{a}\right)}{P}.$$

Schweben die Kugeln frei, ohne einen Widerstand zu überwinden, so wird $R = 0$. Diesem Falle entspreche eine Geschwindigkeit ω_1, so wird

$$(67) \qquad \omega_1{}^2 = \frac{g}{h}.$$

Den Uebergang von ω_1 zu ω hat man sich wie folgt vorzustellen. Dreht sich der Regulator mit der Geschwindigkeit ω_1 und beginnt er sich nun schneller oder langsamer zu bewegen, so muß die Centrifugalkraft steigen oder sinken, um R überwinden zu können. Es muß also ω_1 in ω übergehen, bevor die Stellung der Kugelstangen A K sich ändern kann.

Der Regulator mache n und n_1 Umdrehungen per Minute bei den Winkelgeschwindigkeiten ω und ω_1, so erhält man aus (66) und (67)

$$(68) \qquad \frac{\omega^2}{\omega_1{}^2} = \frac{n^2}{n_1{}^2} = 1 \pm \frac{R}{P} \cdot \frac{b}{a}.$$

Nun soll der Regulator empfindlich sein, d. h. rasche Aenderungen am Dampfzufluß bewirken, ohne daß n und n^1 weit auseinander liegen. Deßhalb muß der Bruch $\frac{n^2}{n_1{}^2}$ möglichst wenig von der Einheit abweichen. Dieß ist der Fall, wenn die Brüche $\frac{R}{P}$ und $\frac{b}{a}$ klein sind.

Die Gewichte P werden zwischen 8 und 35 Kil., je nach der Größe der Maschinen, angenommen.

Da $60\,r\,\omega_1 = 2\,r\,\pi\,n$, so folgt aus (67) für Metermaße:

$$(69) \qquad n^2 = \frac{894{,}56}{h}.$$

Mittelst dieser Formel kann die Anzahl Drehungen berechnet werden, wenn man die Höhe h kennt und umgekehrt.

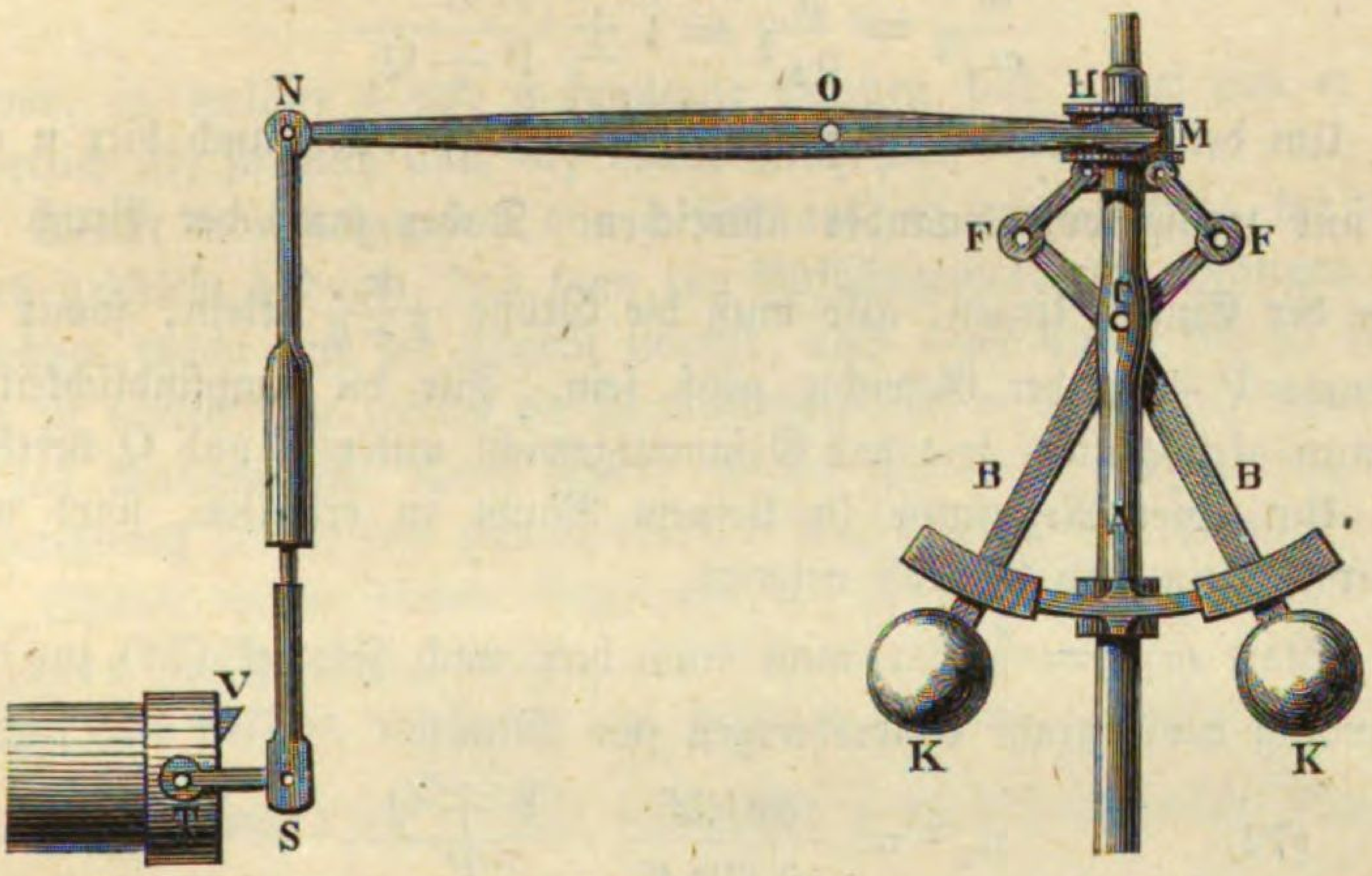
Bezeichnet α den Winkel, den die Stange A K mit der vertikalen Richtung bildet, so ist $h = a \cos \alpha$; daher auch

$$(70) \qquad a = \frac{894,56}{n^2 \cos \alpha}.$$

Macht man z. B. die Stange 1^m lang und läßt sie zwischen den Grenzen $\alpha = 35^0$ und 45^0 ausschwingen, so reguliren sie die Geschwindigkeiten innerhalb 33 und 35,5 Umdrehungen.

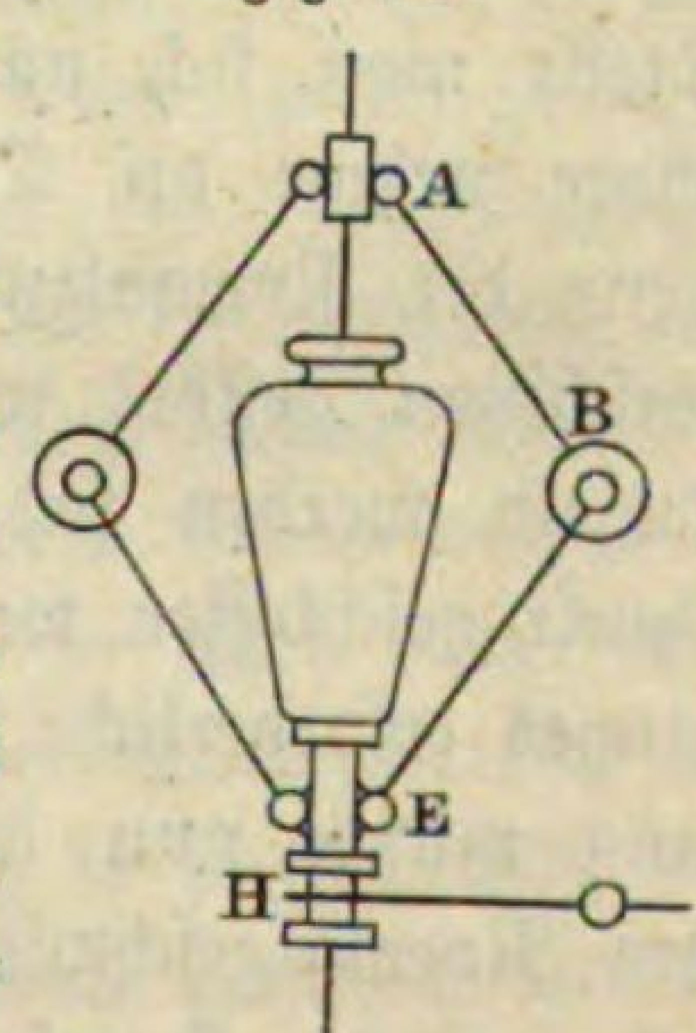
Eine zweite Anordnung des Watt'schen Regulators zeigt Fig. 246. Die Arme K B sind nach oben über die Drehaxe C hinaus verlängert

Fig. 246.



nach F. Gehen nun die Kugeln auseinander oder zusammen, so ändert sich die Diagonale M C des Parallelogramms M F C F, wodurch der Muff H auf- oder abgeschoben, der Hebel H N um O gedreht, also auch die Klappe v mittelst der Stange NS bewegt wird. Hier können die Arme C F = b sehr klein gewählt werden, was die Empfindlichkeit erhöht. Liegen indessen C F nicht in gerader Richtung von K B, so muß in Gleichung (65) die Hälfte der Diagonale F F statt r $\left(\frac{b}{a}\right)$ in Rechnung kommen. Sonst gelten alle Formeln der ersten Anordnung.

Fig. 247.



Regulator von Porter. Dieser unterscheidet sich von dem Watt'schen wie folgt. Die Stange B E, Fig. 247, geht nach der Mitte der Kugel, so daß b = a wird; ferner liegt auf dem Muff H ein Belastungsgewicht, das sich mitdreht, sich jedoch mit dem Muff heben und senken kann. Man kann nun annehmen, es hänge die eine Hälfte des Belastungsgewichtes 2 Q, also Q, an der einen, die andere an der andern Kugel und ziehe vertikal abwärts. Gleichung (65) paßt

daher auch hier, wenn $b = a$ gesetzt und im statischen Moment $P\,r$ das Gewicht P durch $P + Q$ ersetzt wird. Alsdann erhält man

$$\omega^2 = \frac{g}{h} \cdot \frac{P + Q \pm R}{P},$$

$$(71) \qquad \omega_1{}^2 = \frac{g}{h} \cdot \frac{P + Q}{P}.$$

Mithin durch Division

$$\frac{\omega^2}{\omega_1{}^2} = \frac{n^2}{n_1{}^2} = 1 \pm \frac{R}{P + Q}.$$

Um den Regulator empfindlich zu machen, sollen auch hier n und n^1 nur wenig von einander abweichen. Daher muß der Bruch $\frac{n^2}{n_1{}^2}$ nahe der Einheit liegen; also muß die Größe $\frac{R}{P+Q}$ klein, somit die Summe $P + Q$ der Gewichte groß sein. Für die Empfindlichkeit ist es nun gleichgültig, wie das Gesammtgewicht unter P und Q vertheilt ist. Um einen Regulator in kleinem Räum zu erhalten, wird man daher P klein und Q groß nehmen.

Statt $\omega_1{}^2 = \frac{g}{h}$ hat man nun hier nach Formel (71) zur Bestimmung der Anzahl Umdrehungen per Minute

$$(72) \qquad n_1{}^2 = \frac{894{,}56}{a \cos \alpha} \cdot \frac{P + Q}{P}.$$

Wenn $a = 0{,}3^m$, $\alpha = 35^0$, $P = 2^k$, $Q = 30^k$, so wird $n = 241$.

Parabolischer Regulator. In seiner ursprünglichen Konstruktion hat der Watt'sche Regulator den Mangel, daß nach einer Geschwindigkeitsänderung nicht wieder die normale Geschwindigkeit hervorgerufen wird, sondern eine, welche zwischen der normalen Geschwindigkeit und der der geänderten Kraft oder Last entsprechenden liegt. Stellt man sich nämlich vor, bei der Normalgeschwindigkeit der Maschine nehme die Drosselklappe ihre mittlere Stellung ein, so wird, wenn der Normalzustand der Maschine durch Ausrückung von Arbeitsmaschinen gestört wird, die Winkelgeschwindigkeit sich vergrößern, die Kugeln werden sich heben, und die Drosselklappe wird bis auf den Punkt geschlossen werden, bei welchem die zur Erhaltung des Normalganges erforderliche Dampfmenge einzuströmen vermag. In dieser Stellung müßte nun auch die Drosselklappe bleiben, wenn die Maschine ihre Normalgeschwindigkeit behalten soll; aber dieß würde bedingen, daß auch die Kugeln in ihrer neuen Stellung verharren, was wieder nicht anders erfolgen kann, als wenn die gesteigerte Winkelgeschwindig-

keit fortdauernd stattfindet. Da das Letztere nun nicht möglich ist, so wird sich beim Zurückgehen der Kugeln eine solche zwischen beiden Geschwindigkeiten liegende Umdrehungsgeschwindigkeit herstellen, bei welcher ein Gleichgewicht zwischen Bewegkraft und Widerstand eintritt, und welche nothwendigerweise größer als die Normalgeschwindigkeit ist. Die Veränderlichkeit der Winkelgeschwindigkeit geht auch schon aus der oben aufgestellten Formel (67)

$$\omega_1{}^2 = \frac{g}{a \cos \alpha}$$

hervor, in welcher a und g konstante Größen sind. Da nun α veränderlich ist, so muß auch ω_1 veränderlich sein.

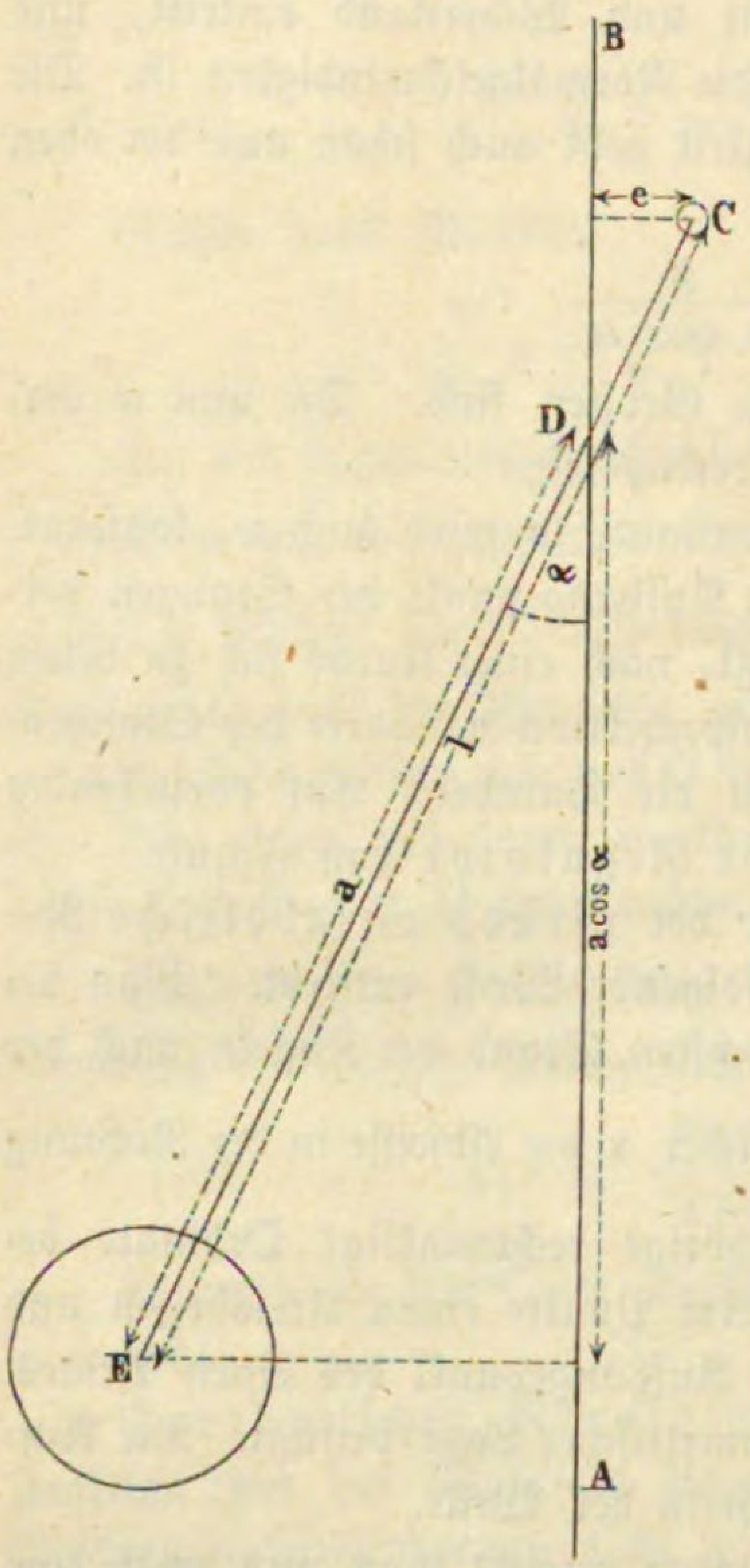
Macht man dagegen a cos α konstant, so wird auch ω_1 konstant. Dieß geschieht dadurch, daß man den Aufhängepunkt der Stangen verschiebbar macht und die Kugeln zwingt, nach einer Kurve sich zu heben und zu senken, für welche die Vertikalprojektion a cos α der Stangenlängen konstant ist. Diese Kurve ist die Parabel. Auf vorstehender Betrachtung beruht der parabolische Regulator von Franke.

Später wurde diesem Regulator der pseudo-parabolische Regulator nachgebildet, welcher auf folgende Weise entsteht. Man bestimmt den tiefsten, mittleren und höchsten Stand der Kugeln nach der Parabelgleichung $y = \frac{\sqrt{2gx}}{\omega_1}$, in welcher x die Abscisse in der Richtung der Regulatorwelle und y die zugehörige rechtwinklige Ordinate bezeichnet, legt durch die gefundenen drei Punkte einen Kreisbogen und benutzt den Mittelpunkt desselben als Aufhängepunkt des einen Armes, dem man dann einen zweiten in symmetrischer Lage beifügt. Die Aufhängepunkte fallen hierbei immer jenseits der Welle.

Durch die parabolischen Regulatoren erreicht man nun zwar eine konstante Winkelgeschwindigkeit, aber man setzt sich einem andern Uebelstande aus, nämlich daß die Kugeln in jeder Lage sich im labilen Gleichgewicht befinden; Kugeln und Klappe fahren daher immer zwischen ihren äußersten Lagen hin und her und nehmen nie einen Beharrungszustand an. Auch der pseudo-parabolische Regulator ist trotzdem, daß bei ihm a cos α nicht völlig konstant ist, von diesem Fehler nicht frei, weil seiner Konstruktion zu Folge der größte Werth von a cos α in die mittlere Kugelstellung fällt. Wird n kleiner, so wird daher auch a cos α kleiner, der Regulator ist nicht mehr im Gleichgewicht, die Kugeln fallen zusammen, und es strömt plötzlich so viel Dampf ein, daß die Kugeln wieder bis in ihre höchste Stellung gehoben werden, aus der sie jedoch bald durch die Hemmung des Dampfzuflusses in die tiefste zurückgeführt werden.

Konstruirt man dagegen a cos α so, daß es für den kleinsten Ausschlagwinkel ein Maximum wird, so muß n mit α stetig wachsen und die Kugeln sind bei jeder Stellung in der Gleichgewichtslage. Ist in Fig. 248 C der Aufhängepunkt der Stange, A B die Welle, D E = a die veränderliche Stangenlänge, l die ganze Stangenlänge vom Aufhängepunkt C bis zum Kugelmittelpunkt, e der Horizontalabstand des Aufhängepunkts von der Welle, so wird

Fig. 248.



$$a \cos \alpha = l \cos \alpha - e \cot \alpha.$$

Dieser Werth wird ein Maximum für

$$\sin \alpha = \sqrt[3]{\frac{e}{l}}.$$

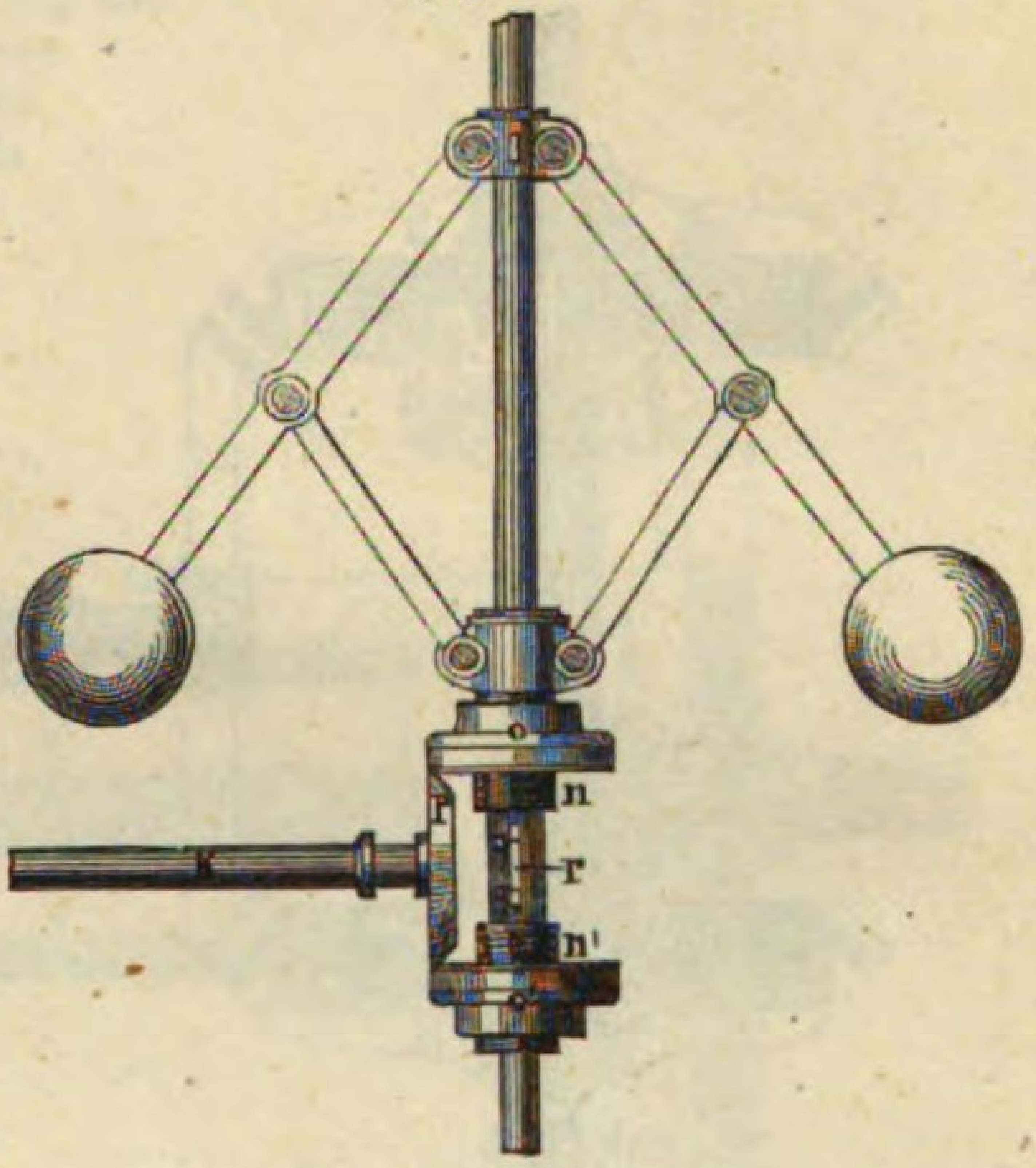
Wird der kleinste Ausschlagwinkel zu 25^0 angenommen, so wird hiernach $\frac{e}{l} = 0{,}075$.

Läßt man den Muff des Regulators unmittelbar auf die Drosselklappe oder auf die Expansionsvorrichtung wirken, so entspricht jeder Kugelstellung eine bestimmte Stellung der Klappe oder der Expansionsvorrichtung. Daher schwankt die Geschwindigkeit der Maschine mit der Veränderung der Kugelstellung und bewegt sich beständig zwischen den Grenzen, welche der Regulator gestattet. Diese Geschwindigkeitsgrenzen werden enger gezogen, wenn man die Bewegung der Drosselklappe oder der Expansionsvorrichtung direkt von der Maschine ausgehen läßt und die Vertikalbewegungen des Muffs nur dazu benutzt, jene Bewegung hervorzubringen.

Hierher gehört zunächst der Regulator von Kayser (Fig. 249, S. 381). Der Muff verlängert sich nach unten und trägt hier zwei schwach ansteigende Schraubengewinde n n', auf welche die Friktionsscheiben o,o' aufgeschoben sind. Zwischen beiden Scheiben o,o' liegt das Rad p so, daß beim Normalgange keine Berührung stattfindet, bei der geringsten Abweichung aber eine der Scheiben o,o' mit dem Rade p in Berührung

kommt und eine Drehung desselben veranlaßt. Die Welle k überträgt diese Drehung durch Vermittelung eines Schraubenvorgeleges auf die Expansionsvorrichtung. Zur Verbindung des Muffes mit der Regulatorwelle dient der Keil r in einem langgeschlitzten Keilloch q.

Fig. 249.



L. Böttcher ersetzt die Friktionsscheiben durch konische Zahnräder und bewirkt den Angriff, statt durch Schrauben, durch Friktionskuppelungen. Sein Regulator ist in Fig. 250, S. 382, abgebildet. Auf der Regulatorwelle A sitzen lose zwei konische Räder B,B', deren Zahnkränze auf den inneren Seiten als Friktionsflächen benutzt werden. Die dicht dabei auf der Welle A durch Feder und Nuth befestigten Scheiben E,E' dienen den Reibklötzen e,e' als Führung (Fig. 251, S. 382) und sind durch die Kniehebel d,d' mit dem auf der Welle verschiebbaren Muff c verbunden, welcher durch die Stangenverbindung a b an die Arme der Schwungkugeln sich anschließt. In die Räder B und B' greift ein drittes C, dessen Welle D die Expansionsvorrichtung regulirt. Bei zu schnellem oder zu langsamem Gange der Hauptwelle werden die Reibklötze gegen den oberen oder unteren Zahnkranz gepreßt, d. h. das Rad B oder das Rad B' mit der Welle gekuppelt und in Folge dessen das Rad C mit seiner Welle D nach der einen oder andern Richtung gedreht.

Auf gleichem Princip beruht der Regulator von Farcot (Armengaud, Traité des moteurs à vapeur).

Ferner kann man auch die Bewegung des Regulators einerseits und die der Dampfmaschine andererseits auf zwei Sperrkegel und zwei Sperrräder, deren Verzahnungen einander entgegengesetzt gerichtet sind, wirken lassen. So lange die Maschine ihre Normalgeschwindigkeit hat, findet gar kein Eingriff statt, bei veränderter Geschwindigkeit aber greift der eine oder andere Sperrkegel in sein zugehöriges Rad ein und bewirkt eine theilweise Drehung der Sperradaxe, die durch geeignete Mechanismen auf die Drosselklappe oder den Expansionsschieber übertragen wird.

Ramsbottom (Gén. ind. 1860) verbindet mit dem unteren Ende der Expansionsventilstange einen Kataraktkolben und läßt den Muff

des Regulators auf das Austrittsventil des Kataraktes wirken. Beim Beginn des Kolbenhubes wird die Expansionsventilstange durch einen

Fig. 250.

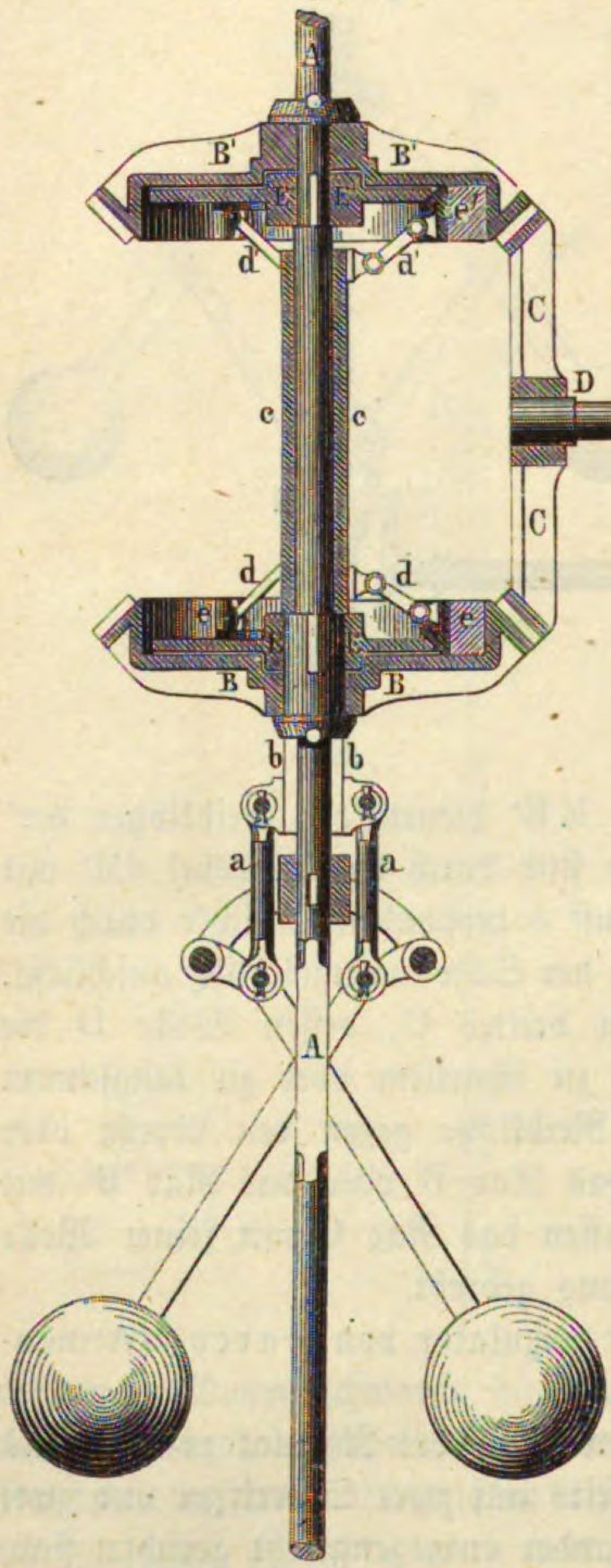
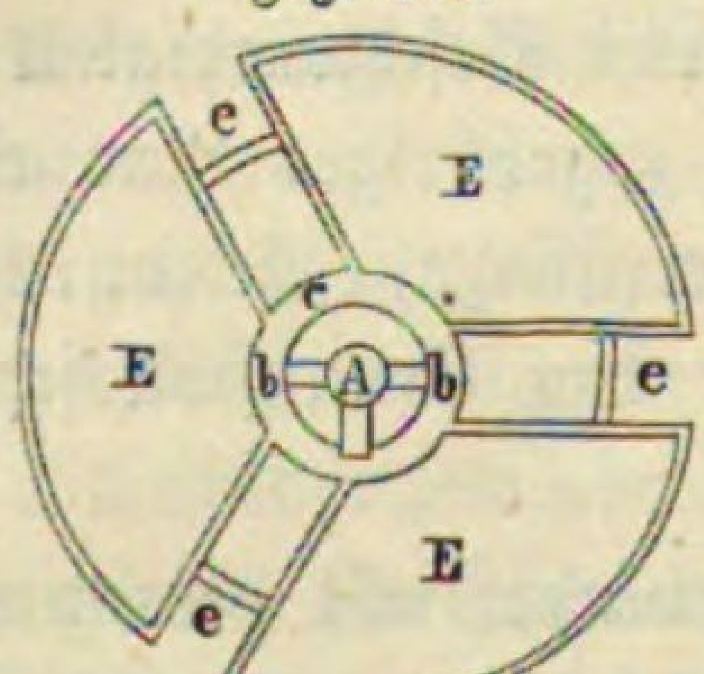


Fig. 251.

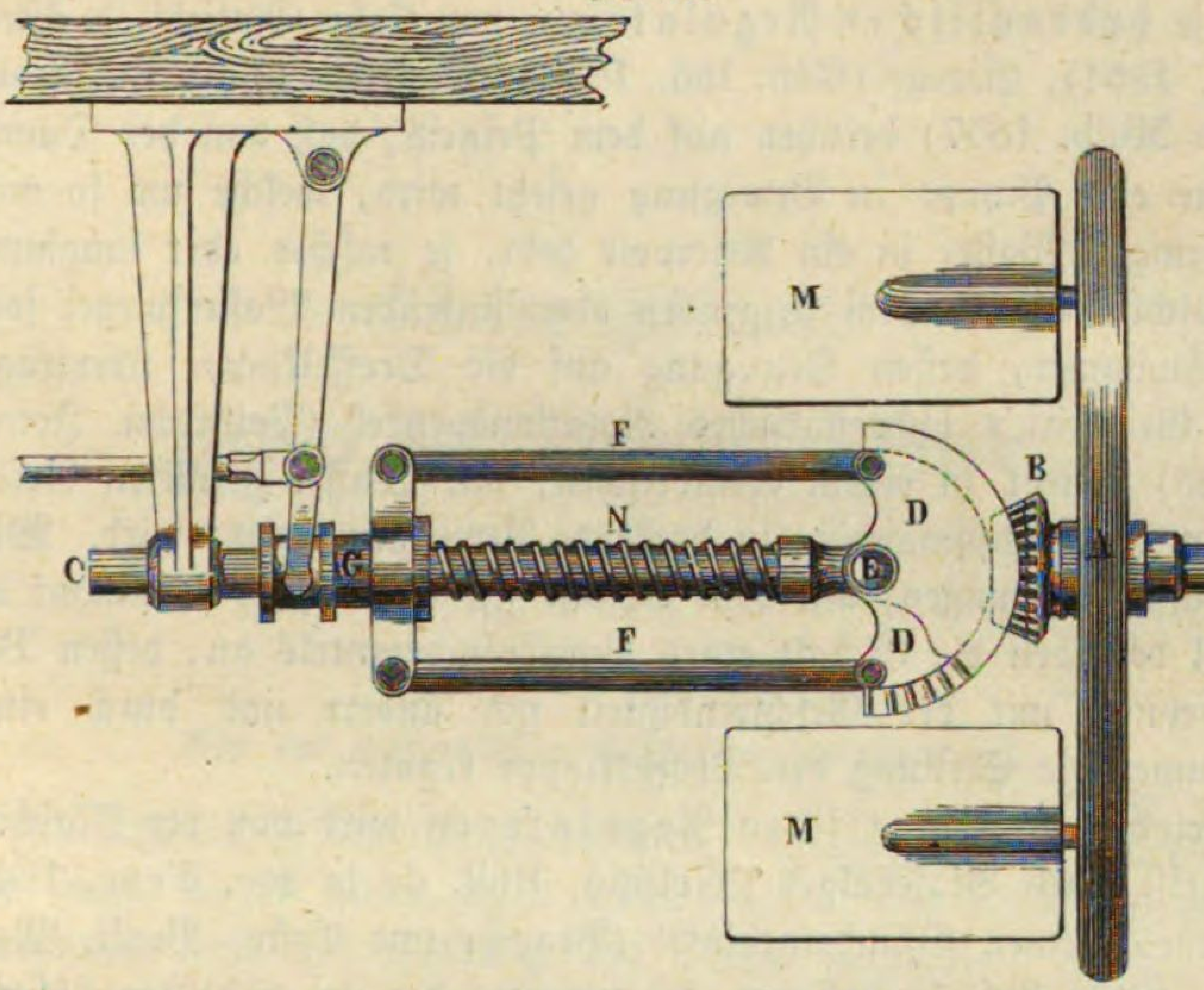


Daumen gehoben, und hierbei saugt der Kataraktkolben Wasser an, das dann durch das Austrittsventil um so rascher entweicht, je weiter dasselbe geöffnet ist, und umgekehrt. In dem Maße, als das Wasser austritt, senkt sich der Kataraktkolben mit dem Expansionsventil, bis endlich letzteres seine Eintrittsöffnung völlig geschlossen hat.

Silvers Regulator, in Fig. 252, S. 283 abgebildet, hat statt der Schwungkugeln ein Schwungrad und ist vorzüglich für Schiffe bestimmt. Auf der von der Maschine getriebenen Welle C sitzen lose an gemeinschaftlicher Nabe das Schwungrad A und das konische Rad B. Auf einem Querhaupt E der Welle C sind die beiden Sektoren D D befestigt, welche mit ihren Verzahnungen, einander entgegengesetzt, in das Rad B eingreifen und durch die Stangen F F mit dem Muff G des Regulators verbunden sind. Letzterer sitzt lose auf dem über das Querhaupt E hinaus fortgesetzten Ende der Welle C und überträgt durch Hebel und Zugstange seine Bewegung auf die Drosselklappe. Eine Spiralfeder N sucht den Muff G vom Querhaupt E zu entfernen. Wenn die Sektoren D mit dem Querhaupt und der Welle C sich zu drehen anfangen, so nehmen sie

vermöge ihres Eingriffes in das Rad B ein Bestreben an, sich um ihre eigenen Axen zu drehen, ziehen dadurch die Stangen F zurück und

Fig. 252.



komprimiren die Feder N, deren Widerstand aber bald so groß wird, daß sie ihre Axendrehung nicht fortsetzen können und daher das Rad B selbst sich in Drehung setzen muß. Das mit dem Rade B verbundene Schwungrad A nimmt allmälig die Normalgeschwindigkeit der Maschine an und hält dabei der Feder N das Gleichgewicht. Aendert sich nun die Normalgeschwindigkeit der Maschine und mit ihr die Drehungsgeschwindigkeit der Sektoren D um die Axe C, so wird die Feder N ausgedehnt oder zusammengedrückt und der Muff G verschoben, während das Schwungrad vermöge seiner Masse seine Geschwindigkeit unverändert beibehält. M sind Windflügel, die auf Axen drehbar am Schwungrad befestigt sind; sie nähern sich der radialen Lage um so mehr, je schneller das Schwungrad umläuft, und setzen daher bei vermehrter Geschwindigkeit einen vermehrten Widerstand entgegen.

Bei dem Pendelregulator werden die Schwungkugeln durch ein schweres Pendel ersetzt, welches vermittelst eines Steigrades und einer Hemmung einem Räderwerke eine gleichförmige Bewegung mittheilt. Diese gleichförmige Bewegung wird mit der veränderlichen Bewegung der Dampfmaschine durch einen Differenzialmechanismus kombinirt, welcher die ihm mitgetheilte Bewegung auf die Drosselklappe oder Expansionsvorrichtung fortpflanzt. Regulatoren dieser Art sind konstruirt

von Wiede, Perpigna (Lond. Journ. 1847), Cohen, David und Siama (Bull. de la soc. d'enc. 1851), Moison (Pract. Mech. Journ. 1854), Hamm (Gén. ind. 1861).

Die hydraulischen Regulatoren von Kohn (Notizbl. d. österr. Ing.V. 1851), George (Gén. ind. 1856), Bourdon (Bull. de la soc. ind. de Mulh. 1857) beruhen auf dem Princip, daß von der Dampfmaschine eine Pumpe in Bewegung gesetzt wird, welche um so mehr oder weniger Wasser in ein Reservoir hebt, je rascher oder langsamer die Maschine geht. Dem steigenden oder sinkenden Wasserspiegel folgt ein Schwimmer, dessen Bewegung auf die Drosselklappe übertragen wird. Grosjean's hydrostatisches Rotationspendel (Polytechn. Journ. Bd. 165) besteht in einem cylindrischen, mit Wasser gefüllten Gefäß, das von der Dampfmaschine in drehende Bewegung gesetzt wird. Wird das Wasser gezwungen, mit dem Gefäße sich zu drehen, so nimmt der Spiegel desselben die Gestalt eines Paraboloidmantels an, dessen Vertikalerhebung mit der Geschwindigkeit sich ändert und durch einen Schwimmer die Stellung der Drosselklappe regulirt.

Bei den pneumatischen Regulatoren wird von der Maschine vermittelst eines Blasebalges (Molinié, Bull. de la soc. d'enc. 1841) oder eines kleinen Cylindergebläses (Branche und Coste, Prakt. Mech. Journ. 1855) Luft komprimirt, die vermöge der ihr ertheilten höheren oder niedrigeren Spannung ein Gewicht hebt und dadurch die Drosselklappe regulirt. Diese Regulatoren haben sich bis jetzt so wenig als die hydraulischen Verbreitung verschaffen können.

Hamilton (Lond. Journ. 1860) verbindet bei Maschinen, deren Widerstand sehr veränderlich ist, den Regulator mit einer Klappe im Ausblaserohr oder mit den Injektionshahnen des Kondensators und regulirt dadurch den Gegendruck.

Fünfter Abschnitt.

Arbeit der Dampfmaschinen.

1.

Von der mechanischen Arbeit im Allgemeinen.

Die mechanische Arbeit besteht darin, daß irgend ein Widerstand längs eines Weges überwunden wird. Dabei soll die Richtung des Widerstandes mit der Richtung des Weges zusammen fallen. Der Widerstand wird durch eine Kraft überwunden, welche ihm gleich ist, jedoch in entgegengesetzter Richtung wirkt. Statt des Widerstandes kann also auch die Kraft in Rechnung gebracht werden. Die Arbeitsgröße ist proportional der Kraft und dem Weg, also proportional dem Produkt aus Kraft und Weg.

Die Arbeit, welche eine Kraft von 1 Kilogramm längs eines Weges von 1^m verrichtet, dient als Arbeits-Einheit und heißt Kilogramm-Meter oder Meter-Kilogramm. Ist daher die Kraft 15 Kil. und der Weg 3^m, so beträgt die Arbeit $15 . 3 = 45$ Kil.-Meter.

Die Arbeit von 1 Pfund längs eines Weges von 1 Fuß heißt Fuß-Pfund oder Pfund-Fuß.

Für gewerbliche Zwecke gibt man gewöhnlich die Arbeiten an, welche die Kräfte in der Sekunde verrichten. Man heißt diese Arbeiten häufig Effekte.

Da einzelne Effekte groß ausfallen, so ist auch eine größere Einheit als das Meter-Kilogramm Bedürfniß. Diese Einheit ist die Maschinen-Pferdekraft. Sie wird gewöhnlich, nach dem Vorschlage französischer Techniker, zu 75 Kil.-Metern angenommen. Man kann daher sagen, ein Maschinenpferd hebe in der Sekunde ein Gewicht von 75 Kilogrammen 1^m hoch, oder 15 Kil. 5^m hoch, oder 1 Kil. 75^m hoch ꝛc.

Man denke sich 75 Kil.-Meter als Produkt aus 75 Kil. und 1^m, drücke 75 Kil. in Pfunden und 1^m in Fußen aus und multiplicire sodann die Zahlen dieser Pfunde und Fuße mit einander, so erhält man ein Maschinenpferd, ausgedrückt in Fuß-Pfunden. So ist z. B.

	Englisch.	Alt-Preuß.	Oesterr.	Schweiz.
1 Kilogramm	= 2,2046 ℔	= 2,0000 ℔	= 1,7857 ℔	= 2,0000 ℔
1 Meter	= 3,2809′	= 3,1862′	= 3,1635′	= 3,3333′
1 Kil.-Meter	= 7,2330′ ℔	= 6,3724′ ℔	= 5,6481′ ℔	= 6,6667′ ℔
1 Pferdekraft	= 542,47 „	= 477,93 „	= 423,67 „	= 500,00 „

Hieraus folgt, daß eine Maschinen-Pferdekraft nach obiger Annahme 542,47 englische Fuß-Pfunde, 477,93 preußische Fuß-Pfunde (nach altem Maß) ꝛc. enthält.

Die englischen Ingenieure haben 550 Fuß-Pfunde [1] als Pferdekraft angenommen, also 7,53 Fuß-Pfunde mehr als die französischen.

[1] In England unterscheidet man bei Dampfmaschinen Nominal- und effektive Pferdekräfte. Nur die letztere dient als ein Maß der Arbeit, während die erstere eine von den Cylinderdimensionen und der Kolbengeschwindigkeit abhängige Größe ausdrückt, welche, da die bestimmende Gewichtseinheit fehlt, nicht als ein sicheres Maß für die Arbeit gelten kann. Man nimmt nämlich, um die Leistung einer Dampfmaschine in Nominalpferdekräften zu bestimmen, den Druck des Dampfes zu 7 Pfund auf den Quadratzoll (engl.) an und führt die von Watt vorgeschriebenen Kolbengeschwindigkeiten ein, nämlich

bei einem Hub von	2	3	4	6	8	Fuß
eine Geschwindigkeit per Minute . .	160	180	200	228	256	„

Diese Geschwindigkeiten entsprechen der Formel

$$v = 128 \sqrt[3]{s},$$

worin v die Kolbengeschwindigkeit in der Minute und s den Kolbenhub bezeichnet. Da nun die Arbeit einer Dampfmaschine vom Cylinderdurchmesser d bei 7 Pfund mittleren Dampfüberdruck und der Kolbengeschwindigkeit v einen Werth hat

$$\text{in Fuß-Pfunden per Minute} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot 7 v,$$

$$\text{in Pferdekräften} \ldots\ldots = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \frac{7 v}{550 \,.\, 60},$$

so erhält man hiernach die Arbeit einer Dampfmaschine, indem man obigen Werth von v einführt, wie folgt:

$$\text{Anzahl Nominalpferdekräfte} = \frac{1}{47} d^2 \sqrt[3]{s}.$$

Diese Formel ist die Watt'sche und wird im Süden von England allgemein angewendet.

Die Arbeit, welche der Dampf in der Maschine verrichten kann, ohne Rücksicht auf die verschiedenen Verluste, heißt die **theoretische Arbeit**. Für dieselbe Maschine ist die theoretische Arbeit eine andere, sobald die Eintritts- oder Austrittsspannung, das Expansionsverhältniß, der Gegendruck &c., ändert. Ebenso ist die theoretische Arbeit, weil bedingt durch die Konstruktion, von Maschine zu Maschine eine andere.

Die nützliche Arbeit oder der Nutzeffekt ist derjenige Theil der theoretischen Arbeit, welcher auf die Triebwelle übertragen wird.

2.

Messung des Nutzeffektes mittelst der Bremse.

Man findet den Nutzeffekt einer Dampfmaschine, wie überhaupt den einer jeden Betriebsmaschine, durch unmittelbare Abmessung mit Hilfe des **Bremsdynamometers** oder **Prony'schen Bremszaums**.

Setzt man die Kolbengeschwindigkeit statt des Kolbenhubes ein, so erhält man die bei der Marine eingeführte sog. Admiralitätsformel:

$$\text{Anzahl Nominalpferdekräfte} = \frac{d^2\,v}{6000}.$$

Im Norden von England treibt man die Einfachheit noch weiter, indem man die Zahl der Pferdekräfte lediglich vom Cylinderdurchmesser abhängig macht.

In Manchester z. B. nimmt man die Anzahl Nominalpferdekräfte:

$$\text{bei Maschinen mit Kondensation} = \frac{1}{23} \cdot \frac{d^2\,\pi}{4},$$

$$\text{bei Maschinen ohne Kondensation} = \frac{1}{10} \cdot \frac{d^2\,\pi}{4},$$

und in Leeds

$$\text{bei Maschinen mit Kondensation} = \frac{1}{30}\,d^2,$$

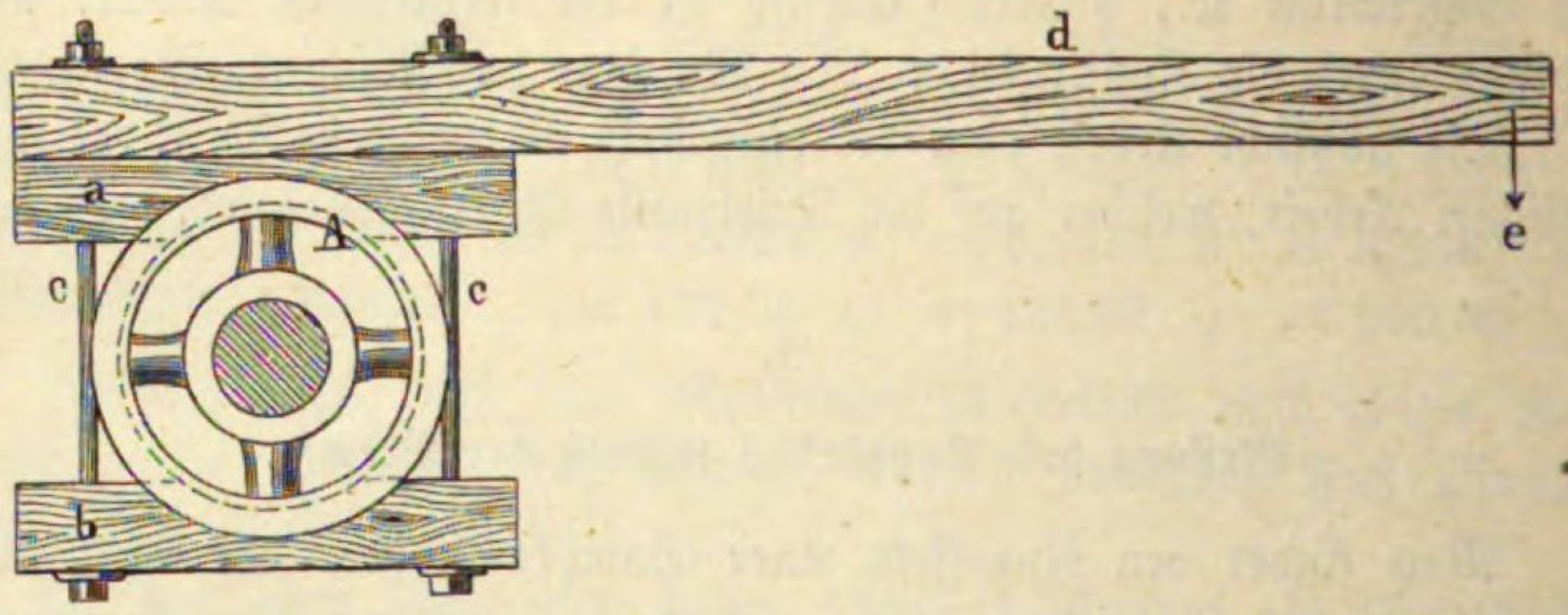
$$\text{bei Maschinen ohne Kondensation} = \frac{1}{16}\,d^2.$$

Wie wenig die nach diesen Formeln bestimmten Werthe unter einander sowohl, als mit der Zahl der effektiven Pferdekräfte übereinstimmen, soll an folgendem Beispiel gezeigt werden. Es ist von einer Kondensationsmaschine, die 39 Zoll engl. Cylinderdurchmesser und 72 Zoll Hub hat, mit $2^1/_2$ Atm. Kesselspannung arbeitet und deren Kolbengeschwindigkeit pro Minute 180 Fuß beträgt, bekannt, daß sie 130 Pferdekräfte zu 75$^{\text{km.}}$ pro Sekunde leistet. Dafür aber erhält man nach der

Watt'schen Formel . .	=	133	Nominalpferde.
Admiralitäts-Formel .	=	45,6	" "
Manchester-Formel .	=	52	" "
Leeds-Formel . . .	=	50,7.	" "

Dieses Dynamometer wird an der Hauptwelle der Maschine angebracht und besteht aus einer genau centrisch auf der Welle befestigten Scheibe A, Fig. 253, der sog. Bremsscheibe, und zwei harthölzernen Backen a

Fig. 253.



und b, die der Scheibenkrümmung entsprechend ausgehöhlt sind und durch die Schrauben c c scharf gegen den Umfang der Scheibe angepreßt werden. Zugleich wird durch die Schrauben c c mit dem oberen oder unteren Backen ein Hebel d verbunden, welcher an seinem Ende durch ein Gewicht e so belastet wird, daß das Gewicht der Umdrehungsrichtung der Welle entgegengesetzt auf den Hebel wirkt. Durch die Schrauben c c oder auch nur mit Hilfe einer derselben kann der Zaum, der durch die beiden Backen gebildet wird, beliebig an die mit der Welle fest verbundene Scheibe angedrückt werden. Ist der Zaum nur wenig an die Scheibe angedrückt, so dreht sich dieselbe, ohne den Hebel d zu bewegen. Drückt man ihn aber durch Anziehen der Schraube stärker an, so wird endlich die Scheibe den Zaum und seinen Hebel mit sich herumzuführen streben, aber nur dann ihn wirklich mit sich herumnehmen, wenn die Hebelbelastung zu klein ist, um diesem Bestreben den hinreichenden Widerstand entgegenzusetzen. Man kann daher durch Abändern des Gewichtes und allmähliges Anziehen der Schrauben dahin kommen, daß die Hebelbelastung der Reibung, welche die Scheibe auf der Welle unter dem Einflusse des Zaumes erleidet, das Gleichgewicht hält, der Hebel selbst also die horizontale Lage annimmt. Da in diesem Falle die gesammte von der Maschine ausgeübte Arbeit auf die Reibung zwischen dem Zaume und der Scheibe auf der Welle verwendet wird, so braucht man, um diese Arbeit zu messen, nur die Arbeit der Bremsreibung zu berechnen, die man aus der beobachteten Hebelbelastung und der gleichfalls beobachteten Wellengeschwindigkeit auf folgende Weise erhält:

Ist die Belastung P, der Hebelarm derselben a und die Umdrehungszahl der Welle pro Minute n und wird noch vorläufig als

Halbmesser der Bremsscheibe r eingeführt, so beträgt die Kraft der Reibung am Umfang der Scheibe

$$P \frac{a}{r}.$$

Die Arbeit dieser Reibung wird aber erhalten, wenn man die Kraft mit der Geschwindigkeit per Sekunde, also mit $\frac{2 r \pi n}{60}$ multiplicirt. Es ist daher die Arbeit der Reibung und somit auch die Arbeit der Maschine pro Sekunde

$$(73) \qquad L = P \frac{a}{r} \cdot \frac{2 r \pi n}{60} = \frac{P a \pi n}{30}.$$

Wird P in Kilogrammen und a in Metern ausgedrückt, so erhält man L in Kilogramm-Metern; soll die Arbeit in Pferdekräften angegeben werden, so ist das gefundene Maß noch durch 75 zu dividiren. Für englische Pfunde und Fuße würde man, um die Zahl der Pferdekräfte zu erhalten, durch 550 zu dividiren haben.

Die vorstehende Formel zeigt, daß es bei der Berechnung des Nutzeffektes auf die Größe der Bremsscheibe gar nicht ankommt. Bei der Benutzung des Apparates aber übt sie einen erheblichen Einfluß aus; denn je kleiner die Scheibe ist, desto kleiner wird ihre Umfangsgeschwindigkeit, desto größer also bei einem gewissen Nutzeffekte die Reibung, die sie gegen den mittels der Schrauben angedrückten Zaum ausübt, desto ungleichförmiger und unruhiger die Bewegung der Scheibe. Umgekehrt wird die Reibung um so kleiner und die Bewegung um so gleichförmiger, je größer die Scheibe ist; daher ist es zweckmäßig, der Scheibe einen möglichst großen Durchmesser zu geben. Man erreicht dadurch auch eine größere Reibfläche, wodurch die Erhitzung in Folge der Reibung vermindert wird. Die Erhitzung vermindert man dadurch, daß man den reibenden Flächen einen ununterbrochenen Strahl von Seifenwasser oder reinem Wasser zuleitet. Um das Abrutschen des Zaumes von der Scheibe zu verhindern, kann man der letzteren zu beiden Seiten vorspringende Flantschen geben. Das Spiel des Hebels, d. h. die Abweichung desselben von der horizontalen Richtung begrenzt man dadurch, daß man cirka zehn Centimeter oberhalb und unterhalb des Hebelendes einen festen Widerhalt anbringt.

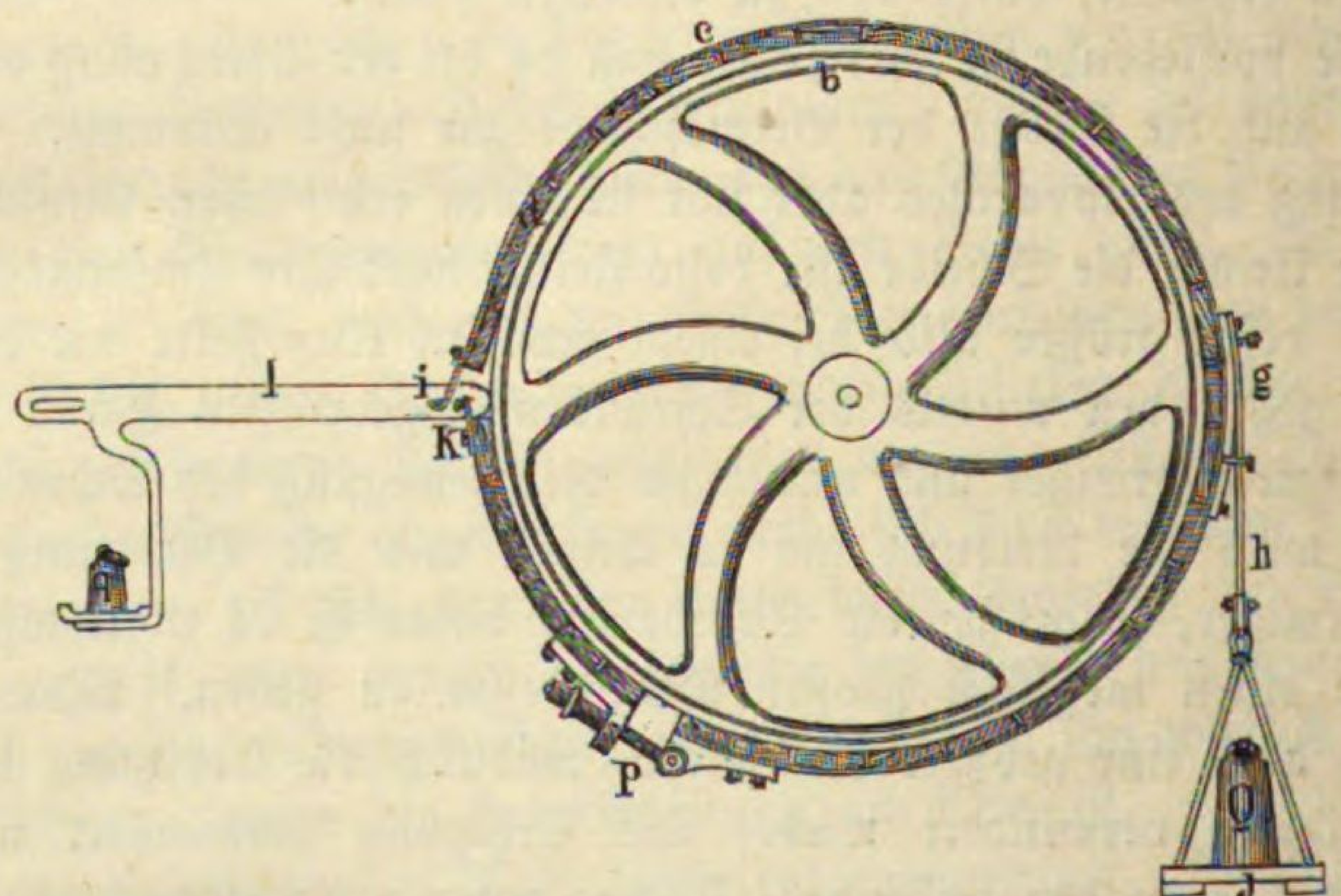
Die Belastung P besteht: 1) aus dem am Hebelarm a aufgelegten Gewicht und 2) dem auf den Hebelarm a reducirten Gewicht des Bremsapparats. Das letztere findet man dadurch, daß man vor Beginn der Messung oder nach Beendigung derselben den Zaum mit dem Bremshebel und seinen Schrauben vollständig zusammenstellt und den

oberen Backen senkrecht über der Stelle, die die geometrische Axe der Welle einnehmen würde, auf eine dreikantige Schneide frei auflegt, das entgegengesetzte Ende des Bremshebels aber, das dem Hebelarm a entspricht, unter Bewahrung der horizontalen Lage und ebenfalls mit Vermittelung einer dreikantigen Schneide, auf eine Wagschale drücken läßt. Das beobachtete Gewicht gibt dann das auf den Hebelarm a reducirte Bremshebelgewicht unmittelbar an.

Ist man gezwungen, den Bremsapparat an einer stehenden Welle anzubringen, so muß man das Belastungsgewicht an einem Seile aufhängen, das man über eine Leitrolle führt. Das Bremshebelgewicht hat in diesem Falle natürlich keinen Einfluß.

Die landwirthschaftliche Maschinenfabrik von Ransome und Sims in Ipswich gebraucht zur Kraftmessung ihrer Lokomobilen ein Bandbremsdynamometer, welches folgende Einrichtung hat. Um den gut abgedrehten Umfang der Bremsscheibe b (Fig. 254) ist ein Bremsband

Fig. 254.



c aus Eisenblech gelegt, an welchem nach innen die Holzbacken d befestigt sind. Das Bremsband c besteht aus zwei Theilen, die durch die Schraube p mit einander verbunden sind; durch Anziehen oder Lösen der Schraube p wird das Bremsband gegen den Umfang der Bremsscheibe angedrückt oder gelockert. Die beiden Enden des Bremsbandes sind bei den Punkten i und k befestigt, denen diametral gegenüber der Aufhängepunkt g des Gewichtes Q liegt. Die Befestigungspunkte i und k befinden sich an dem durch ein Gewicht q belasteten Kompensationshebel l, durch welchen das Gewicht des im Aufhängepunkte g befestigten Seiles h mit Wagschale j ausgeglichen wird. Die Bremsscheibe b wird nicht unmittelbar an der Hauptwelle der Maschine

angebracht, sondern sitzt auf einer besonderen Welle, die durch einen Riemen von der Maschinenwelle getrieben wird. Der Nutzeffekt berechnet sich auch hier mittels der vorstehenden Formel (73), wenn P das auf die Wagschale gelegte Gewicht, a den Halbmesser der Bremsscheibe und n die Umdrehungszahl der Scheibenwelle in der Minute bezeichnet.

Beispiel. Es sei der Nutzeffekt einer Dampfmaschine mit Expansion und Kondensation zu messen. Die Maschine soll bei normalem Gange 40 Umdrehungen per Minute machen und laut Vertrag mit dem Lieferanten bei $4\frac{1}{2}$ Atmosphären absolutem Dampfdruck im Kessel 45 Pferdekräfte geben bei einem Wasserverbrauch von höchstens 11 Liter per Pferd in der Stunde.

Die Konstruktion der Maschine gestatte eine veränderliche Expansion. Der Lieferant setze voraus, daß die Maschine 45 Pferde leiste bei einer 5fachen Expansion, d. h. wenn der Dampfzufluß auf $\frac{1}{5}$ des Hubes abgesperrt wird.

Nimmt man die Expansion größer, z. B. 7fach, so wird bei gleicher Geschwindigkeit die Arbeit kleiner ausfallen; allein die Maschine braucht nun auch weniger Dampf, so daß sich der Verbrauch an Wasser per Pferdekraft wahrscheinlich günstiger gestaltet.

Nimmt man die Expansion kleiner, z. B. 3fach, so leistet die Maschine mehr Arbeit, verbraucht aber mehr Dampf, so daß der Verbrauch an Wasser per Pferdekraft wahrscheinlich ungünstiger ausfällt, immer vorausgesetzt, daß auf jedes Kil. Dampf die gleiche Menge kaltes Wasser zur Kondensation verwendet werde.

Vorbereitungen.

Vor der Bremsprobe hat man sich zu überzeugen, daß alle Theile der Maschine richtig funktioniren, daß der Kolben, die Dampfschieber 2c. dicht schließen.

Hierauf wird die Bremsrolle in möglichst bequemer Lage auf der Maschinenwelle festgemacht. Ihr Gewicht fällt außer Betracht. Sodann wird die Bremse (Sättel, Hebel und Schraubenbalken) abgewogen. Ihr Gewicht sei = 250 Kil.

Nun lege man die Bremse (nämlich diese 250 Kil.) auf eine wagrechte Schneide und bringe sie auf ihr zum Balanciren, so liegt der Schwerpunkt der Vorrichtung in der vertikalen Ebene, welche durch die Schneide geht. Es sei

Horizontalabstand der Schneide von der Welle . . . $= 0{,}6^m$,
ferner die Länge des Hebels . . . . $a = 3{,}0^m$,
so ist das auf die Länge a reducirte Bremsgewicht $250 \cdot \frac{0{,}6}{3{,}0} = 50$ Kil.

Ferner sei das Gewicht der Wagschale sammt Aufhängmittel . . . . = 4 Kil.

Nun ist in Pferdekräften zu 75 Kil.-Metern (Formel 73)

$$\text{Nutzeffekt} = \frac{a\,\pi}{30\,.\,75}\ P\,n = \frac{3\,.\,3{,}1416}{30\,.\,75}\ P\,n = 0{,}004189\ P\,n,$$

so daß man bei den folgenden Versuchen nur die Konstante 0,004189 mit P und n zu multipliciren hat, um die Arbeit zu erhalten.

Kraftmessungen.

I. Expansion 5fach. Absolute Dampfspannung $4^1/_2$ Atmosphären.
Aufgelegtes Gesammtgewicht P = 50 + 4 + 200 = 254 Kil.
Anzahl Drehungen, welche die Maschine bei dieser Belastung annimmt, per Minute . . . . n = 44.
Mithin Arbeit per Sekunde. 0,004189 . 254 . 44 = 46,8 Pferde.

Da die Anzahl Drehungen zu groß ist, so vermehre man die Gewichte. Es sei
aufgelegtes Gesammtgewicht P = 50 + 4 + 222 = 276 Kil.
Anzahl Drehungen per Minute . . . . . . n = 40.
Mithin Arbeit per Sekunde. 0,004189 . 276 . 40 = 46,2 Pferde.

II. Expansion 7fach. Dampfdruck $4^1/_2$ Atmosphären.
Aufgelegtes Gewicht . . . P = 50 + 4 + 185 = 239 Kil.
Anzahl Umdrehungen bei dieser Belastung . . n = 37.
Mithin Arbeit per Sekunde. 0,004189 . 239 . 37 = 37 Pferde.

Wegen der zu geringen Geschwindigkeit vermindere man das aufgelegte Gewicht. Es sei
Gesammtgewicht . . . . P = 50 + 4 + 166 = 220 Kil.
Anzahl Umdrehungen in der Minute . . . . n = 40.
Folglich Arbeit per Sekunde 0,004189 . 220 . 40 = 36,86 Pferde.

III. Expansion 3fach. Dampfdruck wie oben.
Aufgelegtes Gewicht . . . P = 50 + 4 + 290 = 344 Kil.
Anzahl Umdrehungen per Minute . . . . . n = 42.
Effekt . . . . 0,004189 . 344 . 42 = 60,5 Pferde.

Da hier die Anzahl Umdrehungen nahe mit der normalen übereinstimmt, so kann man annehmen, daß auch die Arbeit sich nicht merklich ändere, wenn 40 statt 42 Drehungen eintreten, d. h. daß das Produkt P n sehr nahe konstant bleibe.

Wassermessungen.

Die Dampfmaschine arbeitet um so günstiger, je weniger Dampf sie per Arbeitseinheit verbraucht. Zu diesem Ende muß das Gewicht des bei jedem Versuche verwendeten Wassers gemessen werden.

Da die Dampfspannung, also auch die Dichtigkeit des Dampfes bei allen Versuchen dieselbe war und ebenso auch der Wassergehalt als gleich vorausgesetzt werden kann, so wird der Dampfverbrauch proportional sein dem Volumen Dampf, das bei jedem Versuch per Hub aufgewendet wurde. Dieses Volumen läßt sich aus der Füllung des Cylinders und aus dem schädlichen Raum (zwischen Kolben am Ende des Hubes und dem Cylinderdeckel) ermitteln.

Allein während des Betriebes der Maschine kann selten genau angegeben werden, wie stark der Cylinder mit Dampf gefüllt wird. Deßhalb wird es bei genauen Versuchen nöthig, den Dampfverbrauch für jeden Expansionsgrad während wenigstens einem Tag zu messen.

Man richtet es zu diesem Zwecke so ein, daß die Dampfmaschine z. B. einen Tag lang unter gleichen Umständen die Fabrik treiben kann, unter welchen sie arbeitete während der Bremsprobe. Man erreicht das, wenn der Regulator der Maschine ausgekehrt, wenn die Oeffnungen für den Zufluß des Dampfes zum Cylinder gleich weit und die Dampfspannung, sowie die Geschwindigkeit konstant erhalten wird. Alle diese Bedingungen setzen voraus, daß in der Fabrik gleichförmig gearbeitet, also ein konstanter Widerstand überwunden werde.

Nun merkt man sich den Wasserstand im Dampfkessel bei Beginn der Arbeit, mißt das Wasser, welches während des Tages dem Kessel zugeführt werden muß und sorgt dafür, daß am Schluß des Tages der Wasserstand im Kessel so hoch steht wie am Anfang. Die dem Kessel zugeführte Wassermenge ist offenbar als Dampf auf die Arbeit verwendet worden.

Gesetzt der Bedarf an Wasser betrage bei den obigen 3 Versuchen in 10 Stunden 4989, 3760 und 7441 Liter, so macht dieß auf eine Pferdekraft in der Stunde der gleichen Reihenfolge nach

$$\frac{4989}{10 \,.\, 46{,}2} = 10{,}8^{\mathrm{k}}, \quad \frac{3760}{10 \,.\, 36{,}86} = 10{,}2^{\mathrm{k}}, \quad \frac{7441}{10 \,.\, 60{,}5} = 12{,}3^{\mathrm{k}}.$$

Hiernach würde die Maschine vertragsmäßig ausgeführt sein.

3.

Messung der theoretischen Arbeit mittelst des Indikators.

Während durch das Bremsdynamometer der Nutzeffekt der Maschine direkt gemessen wird, dient der Indikator zur Messung der theoretischen Arbeit, die man dann noch um die von den Widerständen der Maschine selbst aufgezehrte Arbeit zu vermindern hat, um die nützliche Arbeit zu erhalten. Wegen dieses Umweges läßt sich mittels des

Indikators der Nutzeffekt nicht mit derselben Sicherheit bestimmen, wie mittels des Bremsdynamometers. Dagegen hat der Indikator die unbestreitbaren Vorzüge, daß er einfach ist und daß die Beobachtungen mit demselben in sehr kurzer Zeit und ohne Unterbrechung des regelmäßigen Betriebes angestellt werden können, während die Messungen mit dem Bremsdynamometer nicht unerheblicher Vorbereitungen bedürfen und Stunden, selbst Tage lang fortgesetzt werden müssen, ohne daß die Maschine nützliche Arbeit verrichten kann. Die Bremsversuche geben ferner nur Aufschluß über die Arbeiten, die bei gewissen Geschwindigkeiten und Expansionsgraden der Maschine erzielt werden; dagegen kann man sich durch die Indikatorversuche nicht nur hiervon unterrichten, sondern auch von den Gesetzen, nach welchen der Zufluß des frischen Dampfes in den Cylinder und der Abfluß des gebrauchten Dampfes aus demselben durch die Schieber oder Ventile regulirt wird. Alle diese Umstände machen den Indikator zu einem Gegenstande des täglichen Gebrauches, mittels dessen man zu jeder Zeit den Zustand einer Dampfmaschine untersuchen und etwaige Mängel auffinden kann.

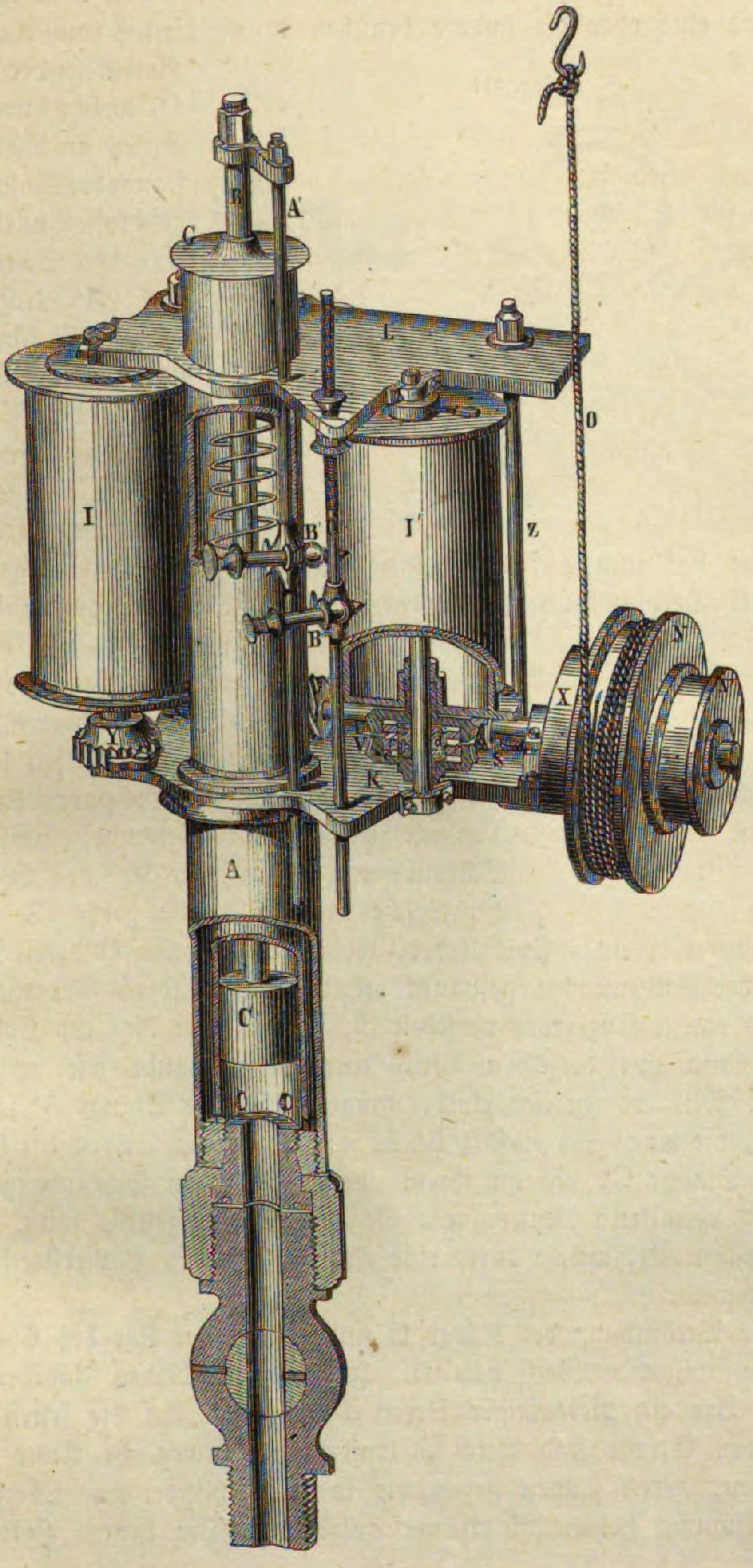
Der Indikator wurde von Watt erfunden und bestand seiner ursprünglichen Konstruktion nach aus einem auf den Cylinderdeckel aufgeschraubten Cylinder mit einem dicht schließenden Kolben, gegen den von oben eine Schraubenfeder drückte. Der Kolben spielte, der Größe des Dampfdruckes im Cylinder angemessen, im Cylinder auf und nieder und gab hierdurch einem am oberen Ende seiner Stange angebrachten Zeichenstift dieselbe Bewegung längs einer Zeichentafel, die von der Kolbenstange in eine horizontal hin- und hergehende Bewegung versetzt wurde. Später ist diese Konstruktion mehrfach vervollkommnet worden durch Hodgkinson, Garnier, Mac-Naught, Clair, Richards u. A., und es haben namentlich die Indikatoren von Mac-Naught, Richards und von Clair in Paris Aufnahme gefunden.

a. Indikator von Clair.

Derselbe ist in Fig. 255, S. 395, und Fig. 256, S. 396, abgebildet, und zwar zeigt Fig. 255 den monodimetrischen Aufriß und Fig. 256 einen Horizontaldurchschnitt.

In dem doppelwandigen Indikatorrohr A, das auf den Cylinderdeckel aufgeschraubt wird, bewegt sich der Metallkolben C mit seiner Stange B und der um dieselbe gewundenen Schraubenfeder, die sich oben gegen den Deckel G anlegt. Die drei Cylinder I, I′, I″, um welche sich das Zeichenpapier I wickelt, sind in zwei Platten K und L aufgelagert, von denen die letztere mittels der Säulen Z Z auf der ersteren ruht. Zum vorläufigen Bewickeln des Cylinders I″ dient die

Fig. 255.



Kurbel M. Die Schnurscheiben N und N', von denen man nach Bedarf die eine oder die andere benutzen kann, dienen zum Auf- und Abwickeln der Schnur O, welche durch einen Haken an die Kolbenstange der Maschine angeschlossen wird. Die Axe der Scheiben N und N' trägt auf ihrer Verlängerung zwei endlose Schrauben S und T (Fig. 257), von denen die erstere zwei gleich geneigte, aber sich kreuzende Gewinde hat und auf die beiden Räder U und V entgegengesetzt gerichtete Drehbewegungen überträgt. Die Zähne der Räder U und V sind bei dem einen nach rechts und bei dem anderen nach links geneigt, damit sie gleichzeitig in die beiden Schraubengewinde eingreifen können. Beide Räder laufen lose auf der Axe des Cylinders I. Die zweite Schraube T, mit einfachem Gewinde, treibt das Schraubenrad W auf der Axe des Cylinders I'', welches ebenfalls lose geht. X ist ein Federhaus mit einer Spiralfeder, welche die Schnur O beim Niedergange der Kolbenstange gespannt erhält. Ein anderes Federhaus Y, das mit einem Sperrrade versehen ist, sitzt auf der Axe des Cylinders I und kann mit derselben durch eine Druckschraube fest verbunden werden. Mit der Indikatorkolbenstange B ist eine Stange A' fest verbunden, die einen Schreibstift B' trägt; ein zweiter Schreibstift B'' sitzt an der Stange C', die an ihrem oberen Ende ein Schraubengewinde hat und vermittelst Mutter und Gegenmutter eingestellt wird. D ist eine Spannrolle, welche durch eine Feder gegen den Papierstreifen angedrückt wird.

Fig. 256.

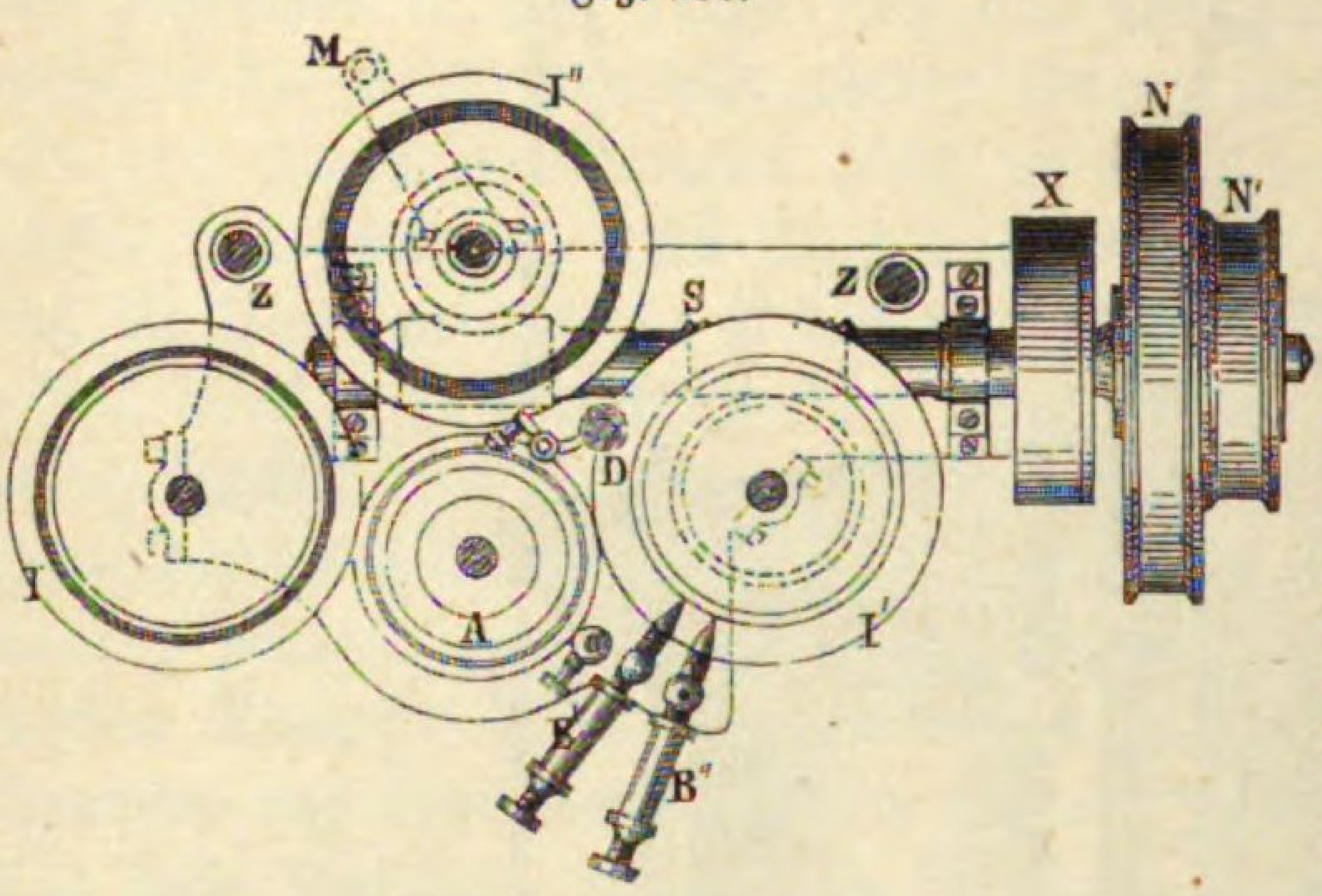
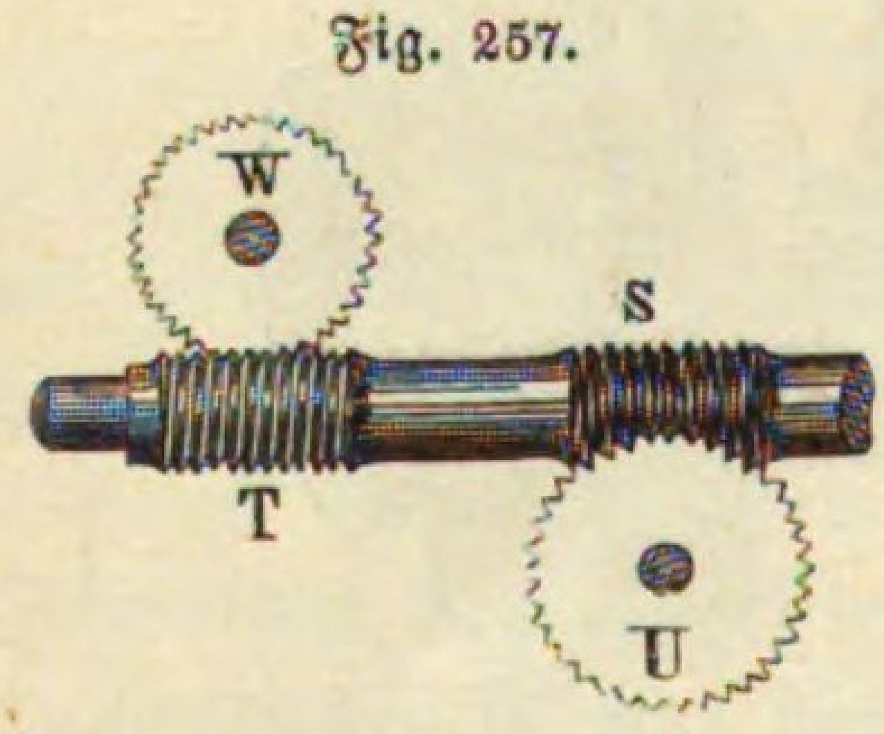


Fig. 257.



Die Verbindung der Räder U und V mit der Axe des Cylinders I' ist auf folgende Weise bewirkt. In jeder der beiden Radebenen ist an der Axe ein vierarmiger Stern d befestigt. An die festen Arme der beiden Sterne sind durch Charnierbolzen bewegliche Arme e angeschlossen, deren Enden gegen die inneren cylindrischen Oberflächen der vollständig hohlen Radkränze antreffen. Der innere Halbmesser

der Radkränze ist etwas kleiner, als die Summe der Längen eines festen und eines beweglichen Armstückes, so daß diese beiden Armtheile einen stumpfen Winkel mit einander einschließen. Da die Oeffnungen dieser Winkel bei beiden Rädern nach gleicher Richtung hin liegen, so wird die Axe immer durch die Drehung desjenigen Rades mit herumgenommen, welches in Folge der Reibung mit den Enden der beweglichen Arme die Winkel zu vergrößern sucht.

Um den Papierstreifen aufzuziehen, löst man die Druckschraube, welche das Rad W mit der Axe des Cylinders I'' verbindet, klebt das eine Ende des Streifens mit Mundleim auf den Cylinder I'' auf und wickelt dann den Streifen vermittelst der Kurbel M auf. Hierauf faßt man das andere Ende, legt es um den Cylinder I' und die Spannrolle D und klebt es auf den Cylinder I fest.

Ist der Apparat mit dem Papier bekleidet und auf dem Cylinder festgeschraubt, so befestigt man den Schreibstift B' auf der Stange A' in geeigneter Höhe, bei Hochdruckmaschinen näher der unteren Basis der Papiercylinder, als bei Niederdruckmaschinen. Die Stange C' stellt man so, daß der Schreibstift daran genau in derselben Höhe steht, wie der Schreibstift an der Stange A', wenn die Fläche des Indikatorkolbens dem atmosphärischen Drucke ausgesetzt ist, dann zieht während der Dauer der Messung der Stift B'' der Stange C' eine horizontale Linie, welche dem Atmosphärendruck entspricht, und der Stift B' der mit dem Indikatorkolben verbundenen Stange A' die Kurven der successiven Dampfspannungen.

Die Wirkungsweise dieses Indikators ist nun folgende: Je nachdem sich während eines Spieles des Dampfmaschinenkolbens die Spannung im Cylinder verändert, verändert auch der Kolben C seine Stellung stets in der Weise, daß die Elasticität der Feder in Gemeinschaft mit dem Drucke der Atmosphäre dem auf die untere Fläche des Kolbens C wirkenden Dampfdruck das Gleichgewicht hält. Je größer also die Dampfspannung unter dem Indikatorkolben ist, desto höher wird dieser steigen, und je kleiner sie wird, desto weiter wird er hinabsinken. Da nun der Schreibstift B' dieser Bewegung folgt, vor dem Beginn der Messung aber in der atmosphärischen Linie eingestellt war, so ist die Höhe, um welche er in verschiedenen Stadien eines Dampfkolbenspieles von der atmosphärischen Linie absteht, proportional dem Dampfdruck im Cylinder.

Verbliebe der Papierstreifen, gegen den der Stift B' angedrückt wird, in Ruhe, während der Stift auf und nieder spielt, so würde derselbe auf dem Papier nur eine vertikale Linie beschreiben, deren oberes und unteres Ende der größten und kleinsten Dampfspannung

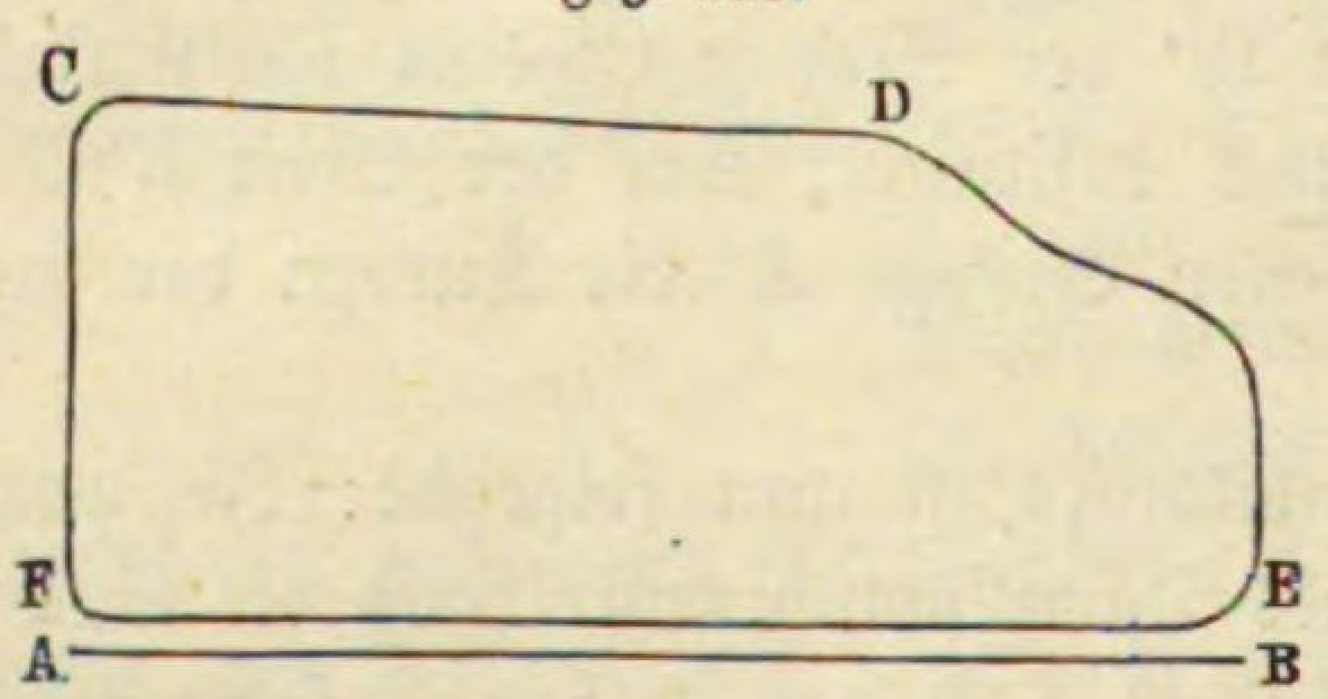
entspräche. Dieß genügt aber nicht, sondern man will auch wissen, welche Spannung bei irgend einer Stellung des Dampfkolbens im Cylinder herrscht, und diesen Zweck erreicht man dadurch, daß man den Papierstreifen in eine fortschreitende Bewegung setzt, deren Geschwindigkeit der Geschwindigkeit des Dampfkolbens proportional ist.

Um am Clair'schen Indikator diese Bewegungen zu erhalten, löst man die Druckschraube an der Axe des Cylinders I', sowie den Schnurenwürtel an der Axe des Cylinders I. Dagegen macht man durch Anziehen der Druckschrauben das Rad W fest auf der Axe des Cylinders I'' und das Federhaus Y fest auf der Axe des Cylinders I und spannt mit der Hand die Feder im Federhaus Y an. Ist dieß geschehen und die Schnur O mit der Dampfkolbenstange in Verbindung gesetzt, so ertheilt die einfache Schraube T durch das Rad W den mit dem Papierstreifen bekleideten Cylindern eine wiederkehrend drehende Bewegung. Die doppelte Schraube S bleibt in diesem Falle ohne allen Einfluß.

b. Diagramme.

Auf diese Weise erhält man für ein Spiel des Dampfkolbens eine in sich selbst zurückkehrende oder geschlossene Kurve, die bei Maschinen ohne Expansion und Kondensation ungefähr das Ansehen von Fig. 258 hat. Hier bezeichnet A B die vom Stifte B'' gezogene atmosphärische Linie, ferner die Höhe A C, senkrecht auf A B gedacht, den Druck des Dampfes, nach Abzug einer Atmosphäre und die Höhe F C den Dampfdruck, nach Abzug des Gegendruckes auf der Abströmungsseite. Beim Beginne des Kolbenhubes ist der frische Dampf bereits in voller Wirkung und der Stift B' gibt den Punkt C an. Bis D, also bis kurz vor Beendigung des Kolbenhubes bleibt der Stift auf gleicher Höhe, weil die Dampfspannung sich nicht verändert. Da aber der Schieber Deckung und Voreilen hat, so schließt er jetzt den Dampfzutritt ab und es beginnt ein geringer Grad von Expansion, vermöge welcher der Dampfdruck abnimmt und der Stift allmälig sich senkt. Unmittelbar vor Beendigung des Kolbenhubes fängt der Dampf an auszutreten, und der Stift sinkt plötzlich bis beinahe zur atmosphärischen Linie herab, die er nur deshalb nicht ganz erreicht, weil der ausströmende Dampf, ehe er in die Atmosphäre gelangt, noch Widerstände zu überwinden hat und deßhalb im Cylinder eine etwas höhere, als die atmosphärische Spannung haben muß. Auf dieser Höhe verbleibt

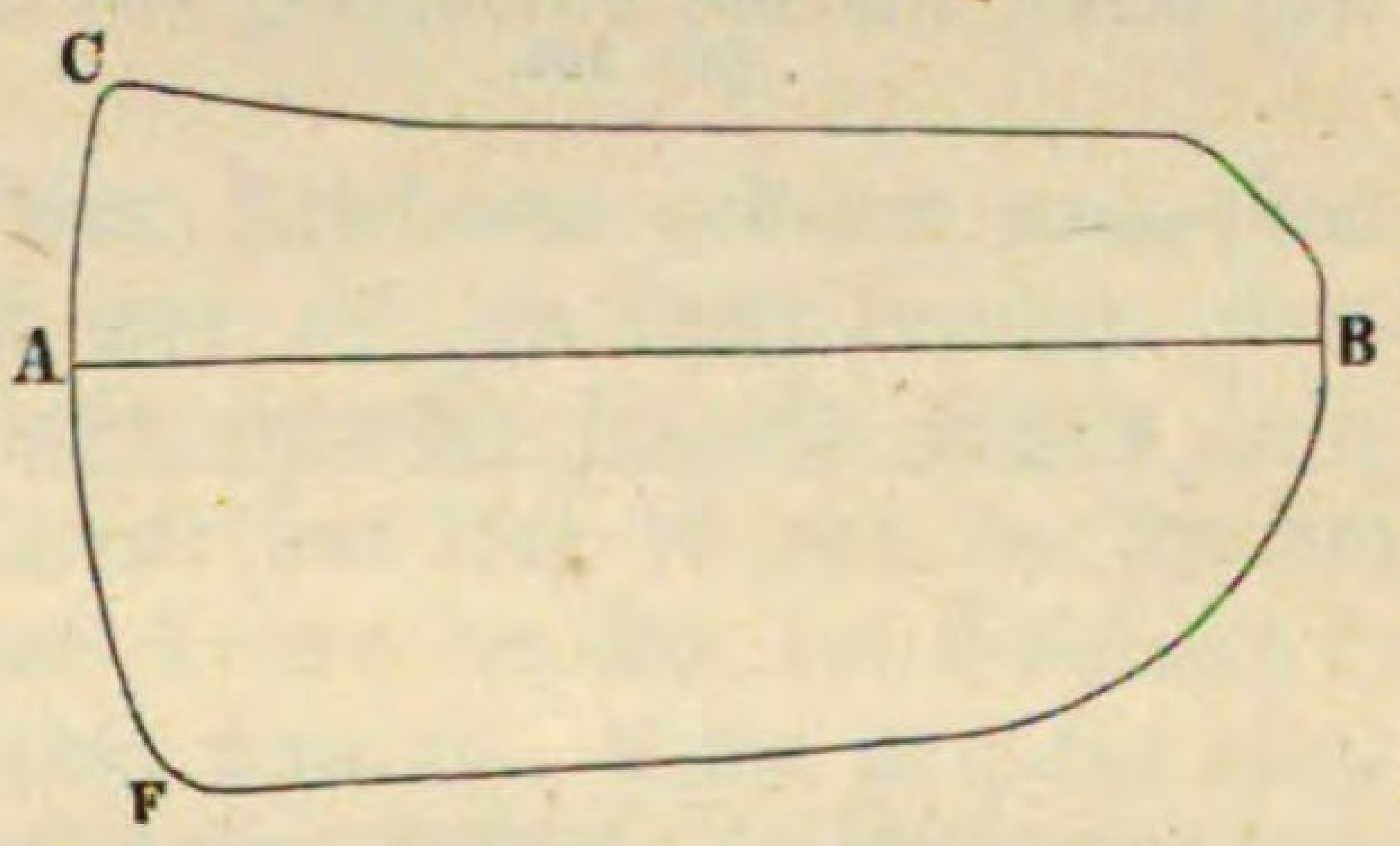
Fig. 258.



der Stift während des ganzen Kolbenrücklaufes von E bis F, wo er sich beim Eintreten des frischen Dampfes für ein neues Spiel plötzlich wieder bis C erhebt. Die Abstumpfung an der Ecke E hat ihren Grund darin, daß der Dampf, wenn er in die Atmosphäre entweicht, eine gewisse Zeit braucht, um mit dem Luftdruck in das Gleichgewicht zu treten, und die Abstumpfung an der Ecke F kommt von dem Voreilen des Schiebers, vermöge dessen ein kleiner Rest Dampf noch vor Beendigung des Kolbenrücklaufs im Cylinder abgesperrt und darin zusammengedrückt wird (S. 286).

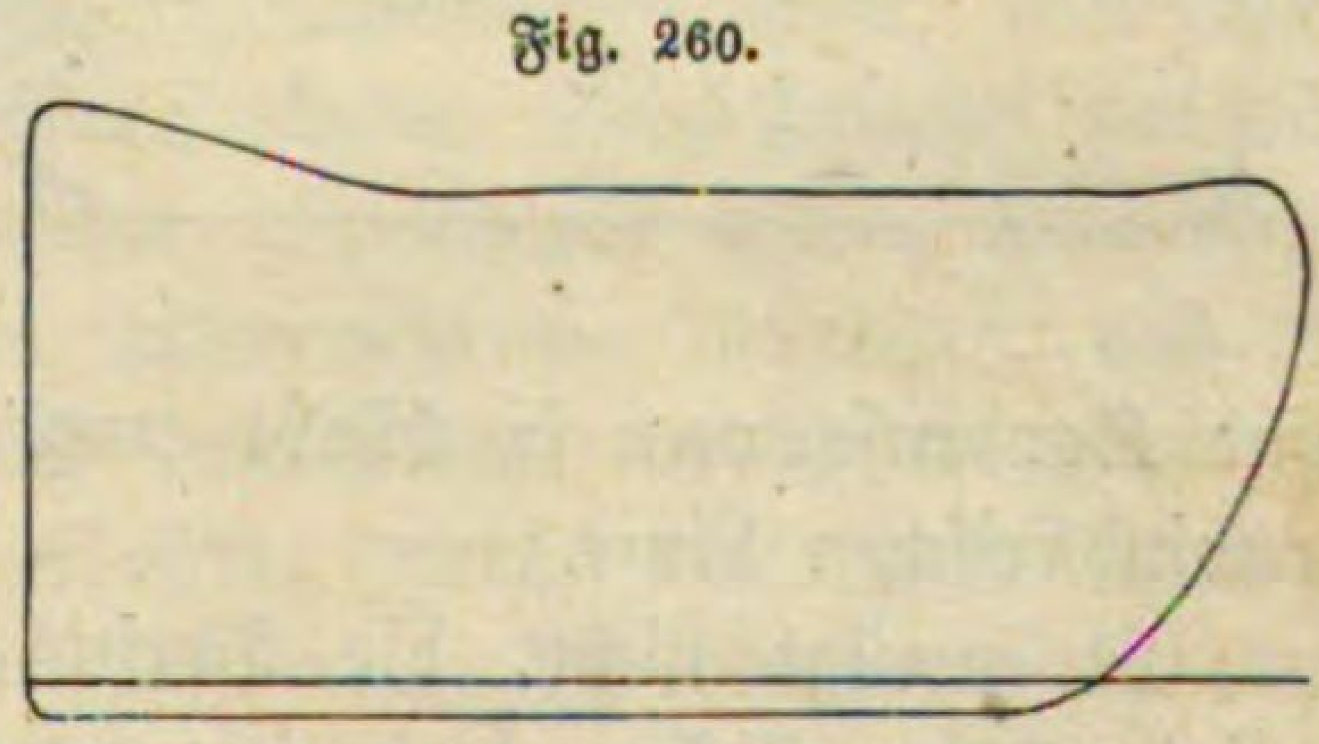
Das Diagramm in Fig. 259 ist von einer Niederdruckmaschine mit Kondensation ohne Expansion abgenommen. Dasselbe zeigt eine Senkung der Dampfspannung vom Anfangspunkte C an und beweist, daß der Zufluß des Dampfes aus dem Schieberkasten nach dem Cylinder nicht gleichen Schritt hält mit der Bewegung des Dampfkolbens.

Fig. 259.



Die starke Abstumpfung der Rücklaufskurve B F lehrt, daß Anfangs ein starker Gegendruck vorhanden ist, daß somit der Austritt verspätet erfolgt und überhaupt erschwert ist. Daß hier die Rückgangskurve unter der atmosphärischen Linie liegt, hat seinen Grund in der Kondensation. Je vollkommener dieselbe ist, desto weiter senkt sich der Stift unter die atmosphärische Linie. Das Stück F A der Kurve zeigt, daß der Dampf eine erhebliche Kompression erleidet, der Austritt also etwas zu früh abgeschnitten wird. Würde das Stück A C vertikal stehen, so könnte angenommen werden, der Dampf trete zu früh in den Cylinder und bewirke daher noch beim Rücklauf des Kolbens einen Gegendruck. Allein weil A C oben nach rechts gelegen ist, muß angenommen werden, der Dampf sei während des Rückganges noch nicht eingetreten, sonst müßte bei Beginn des Kolbenhubes in A der Dampfdruck voll vorhanden, also eine vertikale Ordinate = A C vorhanden sein. Der Charakter der Steuerung ist also: zu spätes Einströmen und zu früher Abschluß beim Ausströmen, daher zu große äußere und innere Ueberdeckungen.

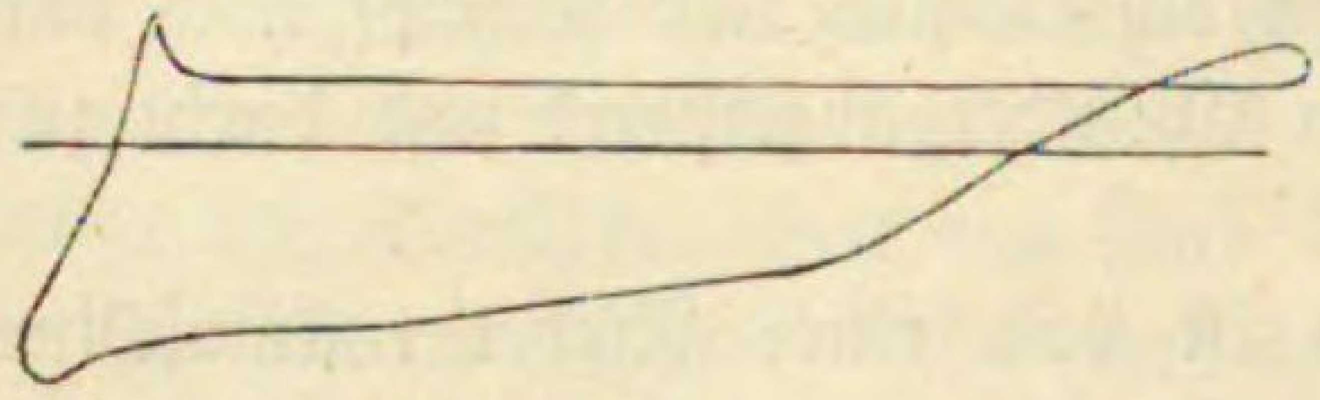
Fig. 260.



Bei dem Diagramm in Fig. 260, S. 399, wird der abgehende Dampf in einen Vorwärmer geleitet; dasselbe lehrt, daß schon durch diesen Umstand eine Verdünnung erzeugt und die Rücklaufskurve unter die atmosphärische Linie herabgedrückt werden kann.

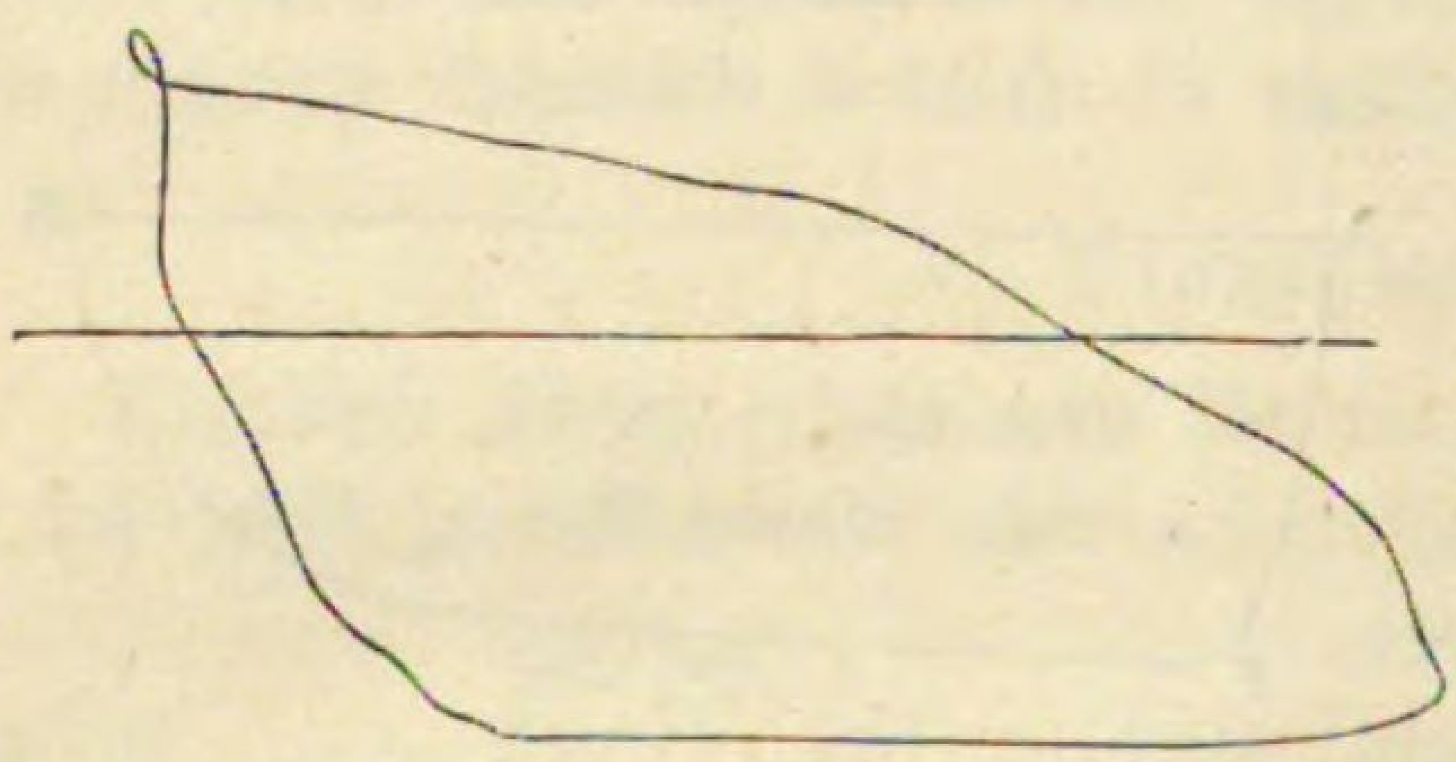
Bei der Maschine, von welcher das Diagramm in Fig. 261 abgenommen ist, erfolgt der Ein- und Austritt des Dampfes zu spät, letzterer in besonders hohem Maße. Wird durch eine angemessene Veränderung des Schiebervoreilens und der Schieberdeckung der Fehler nicht gehoben, so ist dieß ein Zeichen, daß der Dampfkolben nicht dicht schließt.

Fig. 261.



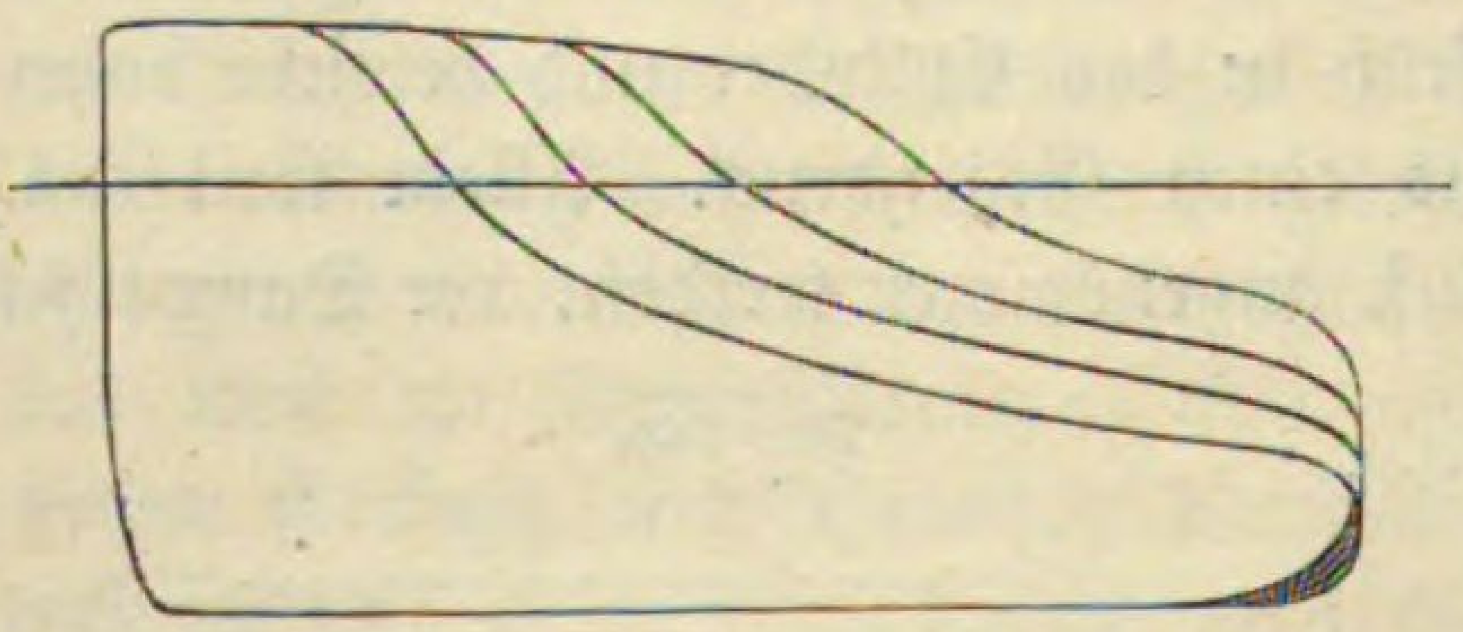
Wie fehlerhaft ein zu großes Voreilen des Schiebers wirken kann, zeigt das Diagramm in Fig. 262. Die obere Kurve weist nämlich durch ihren Verlauf nach links darauf hin, daß der Dampf zu früh austritt, der Dampfdruck also gegen das Ende des Kolbenweges zu rasch sinkt und die untere Kurve auf der linken Seite, daß der Dampf bereits in den Cylinder tritt, nachdem er kaum $^4/_5$ des Hubes durchlaufen hat.

Fig. 262.



Bei Maschinen, die mit Expansion arbeiten, bleibt die Kurve für den Vorwärtsgang eine Zeit lang auf ihrer ursprünglichen Höhe; mit dem Beginn der Dampfabsperrung aber senkt sie sich und bleibt bis zum Ende des Kolbenhubes in allmäliger Senkung begriffen. Fig. 263 zeigt einige solcher Diagramme einer Kondensationsmaschine für verschiedene Füllungsgrade. Arbeitet eine Expansionsmaschine ohne Kondensation, so bleibt natürlich die Rücklaufskurve über der atmosphärischen Linie.

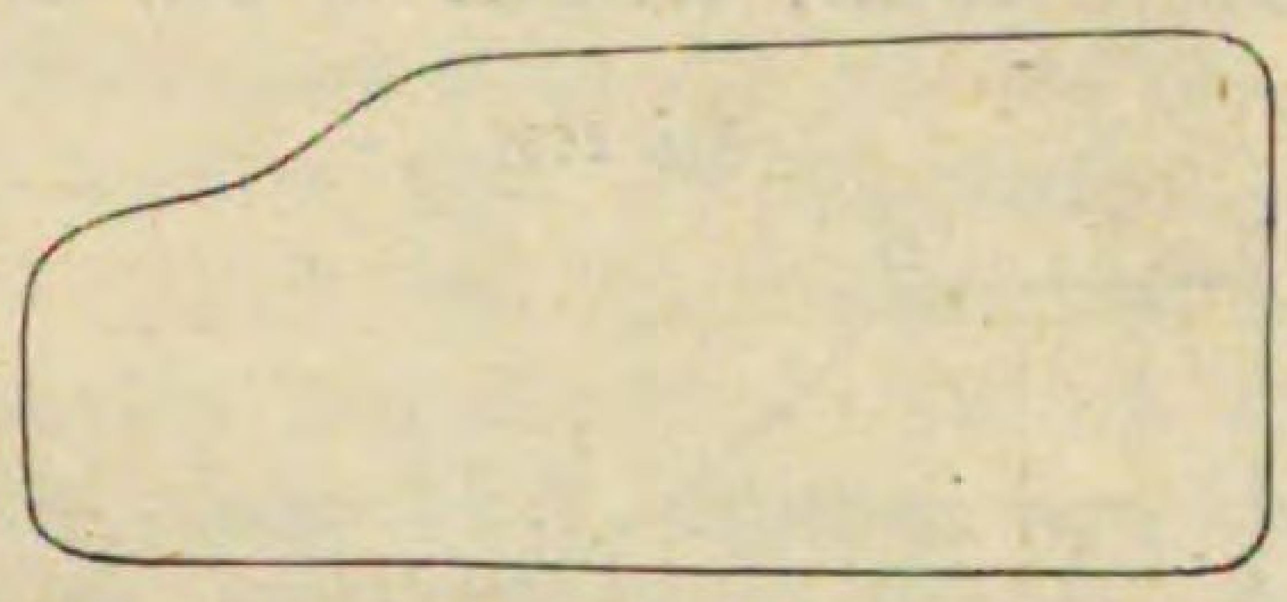
Fig. 263.



Es genügt nicht, die Versuche nur an dem einen Ende des Cylinders anzustellen, sondern man muß jedem Diagramme, das man auf der einen Seite des Kolbens abgenommen hat, ein zweites beifügen, das man auf der andern Seite abnimmt, da Mängel vorkommen

können, welche sich nur auf der einen Seite des Kolbens fühlbar machen. Man entgeht dadurch zugleich der Möglichkeit, die Wirkung des Dampfes auf der einen Seite auf Kosten derjenigen auf der andern Seite zu verbessern. Sind beide Wirkungen in der That gleich, so unterscheiden sich die Diagramme auch nur insofern von einander, als die rechte und linke Seite mit einander vertauscht werden, weil die Richtungen der Kolbenstangenbewegungen bei beiden Versuchen einander entgegengesetzt waren. Es würde daher dem Diagramm in Fig. 258 das Diagramm in Fig. 264 zugehören, das mit jenem symmetrisch ist.

Fig. 264.



Die Konstruktion des Clair'schen Indikators gestattet auch, statt der geschlossenen Kurven, die sich nur auf ein Spiel beziehen, fortlaufende Kurven für mehrere hinter einander folgende Spiele abzunehmen. Man löst zu diesem Zwecke das Rad W von der Axe des Cylinders I'', sowie das Federhaus Y von der Axe des Cylinders I; die Druckschraube am Cylinder I' zieht man an. Dann wird das ganze System der mit dem Papier umkleideten Cylinder durch die doppelte Schraube S, die Räder U und V und den Cylinder I' getrieben. Damit sich in diesem Falle der Papierstreifen regelmäßig und ohne Falten zu werfen auf den Cylinder I aufwickeln kann, wird dieser letztere durch eine endlose Schnur getrieben, welche um zwei Würtel läuft, von denen der eine auf der Axe des Cylinders I und der andere auf der Axe des Cylinders I'' befestigt ist.

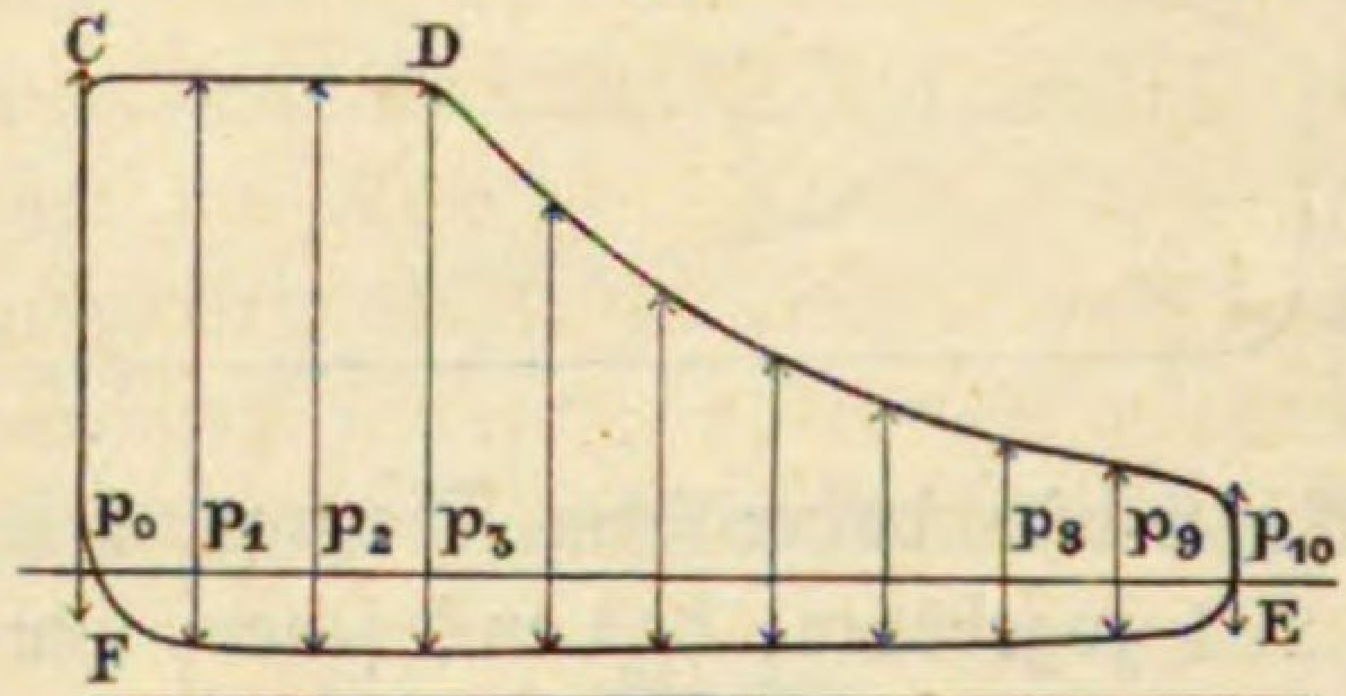
c. Dampfdruck.

Um den Dampfdruck unmittelbar in Gewichtseinheiten ablesen zu können, bestimmt man, ehe man das Instrument in Gebrauch nimmt, die Kraft der Feder, welche auf den Indikatorkolben wirkt, und reducirt dieselbe auf den Querschnitt dieses Kolbens. Man belastet nämlich diesen Kolben durch bekannte Gewichte, einestheils indem man seine Feder zusammendrückt, anderntheils indem man sie ausdehnt, und dividirt die aufgelegten Gewichte durch den Inhalt der Indikatorkolbenfläche. Hierdurch ergeben sich die Drücke, welche diese Gewichte auf die Quadrateinheit ausüben. Nun mißt man die Verkürzungen oder Verlängerungen, welche die Feder bei 1, 2, 3... Kilogr. Druck auf die Quadrateinheit erfährt, und markirt dieselben durch Theilstriche auf der abgeschrägten Kante eines Lineals vom Nullpunkt an aufwärts für

die Zusammendrückungen und von da abwärts für die Ausdehnungen der Feder. Man erhält auf diese Weise die Druck- und Vakuum-Skala.

Nun theilt man die Länge der Kurve in eine größere Anzahl gleicher Theile, errichtet in den Theilpunkten auf die Längenrichtung Lothe (Ordinaten), welche auf der obern Seite durch die Drucklinie CDE, Fig. 265, und auf der untern durch die Gegendrucklinie EF begrenzt sind, so stellen diese Lothe den wirksamen Dampfdruck in den verschiedenen Kolbenstellungen dar, d. h. den Druck des Dampfes auf der Zuströmungsseite, vermindert um den Druck auf der Abströmungsseite, bezogen auf die Einheit der Kolbenfläche, für welche die Druck-Skala gilt.

Fig. 265.



Man messe diese Lothe mittelst der Skala; ihre Werthe seien der Reihe nach $p_0, p_1, p_2 \ldots$, so wird der mittlere Werth derselben, für 10 gleiche Theile, annähernd sein

$$p = \frac{\frac{1}{2} p_0 + p_1 + p_2 + \cdot\cdot + p_9 + \frac{1}{2} p_{10}}{10}$$

und sehr annähernd nach der Simson'schen Regel

$$(74)\quad p = \frac{p_0 + 4(p_1 + p_3 + \cdot\cdot) + 2(p_2 + p_4 + \cdot\cdot) + p_{10}}{3 \,.\, 10}$$

Nach dieser Regel addire man also zur Summe der beiden äußersten Ordinaten die vierfache Summe aller Ordinaten mit ungerader und die doppelte Summe aller Ordinaten mit gerader Stellenzahl, und dividire die Totalsumme mit der dreifachen Anzahl aller Theile, so erhält man den mittleren Dampfdruck. Diese Regel setzt voraus, daß die Länge in eine gerade Anzahl Theile getheilt wird.

Da, wie schon oben angedeutet wurde, die Wirkung des Dampfes nach den beiden Kolbenrichtungen verschieden sein kann, so hat man auch Diagramme auf beiden Kolbenseiten abzunehmen, den mittleren Druck für beide aufzusuchen und das arithmetische Mittel daraus zu bilden. Es ist dieß um so nöthiger, als Druck und Gegendruck, wie sie ein Diagramm liefert, nicht gleichzeitig wirken, sondern in dem Sinne nacheinander, daß der Druck für den Vorwärtsgang, der Gegendruck für den Rückgang eingezeichnet wird, während doch der Gegendruck beim Vorwärtsgang zur Ermittelung von p nöthig wäre.

d. Indicirte Arbeit.

Multiplicirt man nun diesen mittleren Druck mit dem Hub H des Dampfkolbens, so erhält man die vom Dampfe pro Quadrateinheit der Kolbenfläche während eines Hubes verrichtete Arbeit p H.

Dieses Produkt p H ist der Inhalt eines Rechteckes von der Länge H und der Höhe p; da aber p die mittlere Höhe des Diagramms bezeichnet, so wird p H zugleich der Inhalt des Diagramms oder ein Vielfaches desselben sein, weil man den Papiercylinder nicht um den vollen Kolbenhub, sondern nur um einen Theil desselben fortrücken läßt. Daher kann man das Produkt p H auch direkt ohne Ermittelung des mittleren Dampfdruckes bestimmen, indem man den Flächeninhalt des Diagramms mittels eines Planimeters ausmißt und mit den Verhältnißzahlen der Dampfdruckskala und des Kolbenhubes multiplicirt. Es eignet sich zu diesem Zwecke vorzüglich das Amsler'sche Polarplanimeter, beschrieben und abgebildet in der Schweiz. Polyt. Ztschr. 1856, S. 31.

Das Produkt aus der Arbeit p H und der Kolbenfläche F gibt die Arbeit F p H, welche die Maschine bei einem Hub verrichtet.

Multiplicirt man diesen Werth mit 2, so erhält man die Arbeit bei einem Hin- und Hergang oder einer Umdrehung. Bezeichnet n die Anzahl Drehungen per Minute, so ist die Arbeit in dieser Zeit = F p H 2 n und daher die Arbeit L in der Sekunde, für irgend welche Maßeinheiten

$$L = F\,p\,H\,\frac{n}{30}.$$

Wenn p in Kilogr. per Quadratcentimeter, F in Quadratmetern und H in Metern ausgedrückt wird, so erhält man als Arbeit per Sekunde in Pferdekräften

$$L = F\,p\,H\,\frac{n}{30\,.\,75}. \tag{75}$$

Diese Arbeit nennt man die theoretische oder auch indicirte Arbeit.

Beispiel. Es soll die indicirte Arbeit einer Dampfmaschine für folgende Daten berechnet werden.

Gemäß dem einen Diagramm sei

	$p_0 = 4{,}70$	$p_1 = 4{,}70$	$p_2 = 4{,}70$
	$p_{10} = 1{,}05$	$p_3 = 4{,}70$	$p_4 = 3{,}25$
		$p_5 = 2{,}70$	$p_6 = 2{,}15$
		$p_7 = 1{,}70$	$p_8 = 1{,}25$
		$p_9 = 1{,}15$	
daher Summen	5,75	14,95	11,35

und mittlerer Druck $= \frac{5,75 + 4 \,.\, 14,95 + 2 \,.\, 10,35}{3 \,.\, 10} = 2,875$ Kil.

Ganz ebenso gebe das andere Diagramm . . . $= 2,795$ „

Daher das Mittel aus beiden Werthen . . . $p = 2,835$ „

Ferner sei der Durchmesser des Cylinders $= 40^{cm}$, der Kolbenstange $= 7^{cm}$, so sind die Querschnitte derselben 1256 und 38 $\square^{cm}$. Die Kolbenstange sei nur auf der einen Seite des Kolbens vorhanden, daher reducirt sie den Querschnitt des Kolbens auch nur auf dieser Seite. Es wird daher der mittlere Kolbenquerschnitt

$$F = 1256 - 19 = 1237 \square^{cm}.$$

Endlich sei der Kolbenhub $H = 0,8^{m}$ und die Anzahl Umdrehungen $n = 48$, so ist die gesuchte Arbeit

$$L = 1237 \,.\, 2,795 \,.\, 0,8 \cdot \frac{48}{30 \,.\, 75} = 59 \text{ Pferde.}$$

4.

Verhältniß der nützlichen zur indicirten Arbeit.

a. Die einzelnen Widerstände der Maschine.

Es kann sich hier nur um eine annähernde Abschätzung der Reibungswiderstände handeln. Das einfachste Verfahren besteht wohl darin, daß man die einzelnen Widerstände in Theilen des Dampfdruckes p ermittelt.

1. Reibung des Kolbens. Damit der Kolben dampfdicht an die Cylinderwand anschließe, muß die Liderung gegen dieselbe einen Druck ausüben, welcher dem Dampfdruck p proportional ist. Es sei D der Cylinderdurchmesser, b die Breite der Liderung und f ein Erfahrungskoefficient, so ist

Kolbenreibung . . . . . $= f D \pi b p$,

Dampfdruck . . . . $= \frac{D^2 \pi}{4} p$,

Verhältniß beider . . . . $= 4 f \frac{b}{D}$.

Die Reibung wird daher klein, wenn die Liderung schmal und der Cylinder weit ist.

Man nehme für Metallliderung $f = 0,07$, für Hanfliderung $f = 0,15$.

Wenn $D = 40^{cm}$, $b = 5^{cm}$ und $f = 0,07$, so wird das vorstehende Verhältniß $4 \,.\, 0,07 \,.\, 5 : 40 = 0,035$, d. h. es gehen durch die Kolbenreibung $3\frac{1}{2}$ Procent des indicirten Dampfdruckes verloren.

Das Gewicht des Kolbens kann bei der Berechnung der Reibung ausgeschlossen bleiben; es ist bei Maschinen mit vertikalen Cylindern ohne allen Einfluß, weil es auf den Niedergang in demselben Grade befördernd, als auf den Aufgang erschwerend wirkt, und bei solchen mit horizontalen Cylindern von nur geringem Einfluß, der vernachlässigt werden kann.

2. Reibung der Kolbenstange. Bezeichnet d den Durchmesser der Kolbenstange und b die Breite der Liderung in der Stopfbüchse, so erhält man als Reibung der Stange $= f\,d\,\pi\,b\,p$, wo f den Reibungskoefficienten bezeichnet. Mithin wird das Verhältniß zwischen dieser Reibung und dem Dampfdruck gleich

$$4\,f\,\frac{d\,b}{D^2}.$$

Wenn wieder $D = 40^{cm}$, ferner $d = 6^{cm}$, $b = 5^{cm}$ und $f = 0{,}15$, so wird dieses Verhältniß $= 0{,}011$.

3. Widerstand der Steuerung. Die Dampfschieber, sowie die Ventile seien von beiden Seiten her durch Dampf gedrückt. Es bezeichne F_1 die Fläche des Schiebers oder des Ventiles, auf welche sich der Dampfüberdruck p geltend macht, so wird F_1 kleiner, gleich oder größer sein als die Schieber- oder Ventilfläche selbst, je nach der Differenz der Dampfspannungen im Schieberkasten und Dampfcylinder, welche Differenz auf p reducirt zu denken ist. Der Schieber mache den Weg h_1, während der Dampfkolben den Hub h durchlaufe, so ist die Reibung des Schiebers $= f F_1 p$ und die dadurch absorbirte Arbeit $= f F_1 p h_1$. Da die gleichzeitige Arbeit des Dampfes $= F p h$ ist, wo F die Kolbenfläche bezeichnet, so ist das Verhältniß beider Arbeiten

$$f \cdot \frac{F_1}{F} \cdot \frac{h_1}{h}.$$

Es sei für einen Doppelschieber einer Expansionsmaschine, wo der Ueberdruck wesentlich größer ist als p, der Werth $\frac{F_1}{F} = \frac{3}{5}$; ferner $\frac{h_1}{h} = \frac{1}{15}$ und $f = 0{,}07$, so wird obiges Verhältniß $= 0{,}003$.

Die Reibung der Schieberstangen kann berechnet werden wie die der Kolbenstangen; sie fällt für zwei Schieberstangen nahe ebenso groß aus wie für die Kolbenstange, abgesehen vom durchlaufenen Wege.

Die Schieber seien durch Excenter bewegt, welche auf der Triebwelle sitzen. Der Durchmesser derselben sei d, so ist die während einer Drehung durch die Excenter-Reibung absorbirte Arbeit $= f\,d\,\pi\,.\,F_1\,p$, die gleichzeitige Arbeit der Dampfmaschine $= F\,p\,.\,2\,h$; folglich das Verhältniß beider Arbeiten

$$\frac{\pi}{2} f \cdot \frac{d}{h} \cdot \frac{F_1}{F}.$$

Für $\frac{d}{h} = \frac{1}{3}$, $\frac{F_1}{F} = \frac{3}{5}$ und $f = 0{,}07$ wird dieses Verhältniß $= 0{,}022$.

Der Widerstand der Steuerung wird für diese Maschine daher zusammen betragen $0{,}003 + 0{,}001 + 0{,}022 = 0{,}026$ vom Dampfdruck.

4. Reibung des Kreuzkopfes. Die Länge der Kurbel sei r, die der Schubstange s, so kann der mittlere Druck, welchen der Kreuzkopf auf die Gleitflächen ausübt, ziemlich annähernd $= \frac{2}{3} F p \cdot \frac{r}{s}$ angenommen werden. Multiplicirt man mit dem Reibungskoefficienten und dividirt mit dem Dampfdruck, so erhält man das Verhältniß zwischen der Reibung und dem Dampfdruck gleich

$$\frac{2}{3} f \frac{r}{s}.$$

Für $\frac{r}{s} = \frac{1}{5}$ und $f = 0{,}07$ wird dieses Verhältniß $= 0{,}01$.

5. Reibung der Zapfen an den Enden der Schubstange. Es sei d der Durchmesser des Kurbelzapfens, so ist die durch Reibung dieses Zapfens per Umdrehung absorbirte Arbeit $= f d \pi . F p$. Mithin das Verhältniß zwischen dieser Arbeit und der gleichzeitigen Dampfarbeit gleich

$$\frac{\pi}{2} f \cdot \frac{d}{h}.$$

Es sei $\frac{d}{h} = \frac{1}{12}$ und $f = 0{,}07$, so wird dieses Verhältniß $= 0{,}009$.

Die Reibung des Zapfens am Kreuzkopf ist erheblich kleiner, da der Weg, welchen diese Reibung durchlauft, kleiner ist als beim Kurbelzapfen.

Es kann daher die Reibung der beiden Zapfen annähernd $= 0{,}011$ angenommen werden.

6. Reibung der Schwungradwelle. Es sei P der Druck der Welle in ihre Lager und d der Durchmesser der Zapfen, so ist die durch die Reibung während einer Drehung absorbirte Arbeit $= P f . d \pi$; mithin das Verhältniß zwischen dieser Arbeit und der Arbeit des Dampfes bei einem Kolbenspiel gleich

$$\frac{\pi}{2} f \cdot \frac{P}{F p} \cdot \frac{d}{h}.$$

Wenn $\frac{P}{F p} = 1{,}4$, $\frac{d}{h} = \frac{1}{6}$ und $f = 0{,}07$, so wird dieses Verhältniß $= 0{,}025$.

7. Widerstand des Regulators. Dieser Widerstand ist aus einer Reihe von Widerständen zusammengesetzt. Es mag über-

flüssig sein, diese einzeln aufzuführen. Die Summe derselben werde zu 0,005, vom Dampfdruck p geschätzt.

8. Widerstand der Speisepumpe. Die Maschine leiste N effektive Pferdekräfte; sie verbrauche m Kil. Dampf per Pferd in der Stunde, so wird in einer Stunde m N und in 1 Sekunde $\frac{m N}{3600}$ Kil. Wasser nöthig sein. Diese Wassermenge habe die Pumpe in den Kessel zu treiben und zwar bei einem Widerstand, welcher gemessen wird durch die Wassersäulenhöhe H. In dieser Höhe H sei der Ueberdruck des Dampfes im Kessel, per Atm. zu $10{,}33^m$ gerechnet, ferner die Saug- und Druckhöhe und endlich diejenige Höhe eingerechnet, welche für die Nebenhindernisse der Pumpe in Rechnung zu bringen ist. Mithin wird die zum Betrieb der Pumpe nöthige Arbeit per Sekunde $= \frac{m N H}{3600}$ Kil.-Meter. Die gleichzeitige Arbeit der Dampfmaschine ist $= 75$ N; daher das Verhältniß beider gleich

$$\frac{m\, H}{75\,.\,3600}.$$

Es sei (S. 157) m = 15 Kil. und für 5 Atm. Ueberdruck im Kessel $H = (5 + 2{,}5)\,.\,10{,}33$ Meter, so wird das vorstehende Verhältniß = 0,004.

9. Widerstand der Kaltwasserpumpe. Die letzte Formel gilt auch für die Kaltwasserpumpe, wenn man unter m die Wassermenge versteht, welche per Pferd in der Stunde zum Kondensiren verwendet wird und unter H die Brutto-Höhe, auf welche das Wasser zu heben ist.

Es sei m = 15 . 25 Kil. und $H = 5^m$, so wird das gesuchte Verhältniß = 0,007.

10. Widerstand der Luftpumpe. Es sei F_1 die Kolbenfläche der doppeltwirkenden Luftpumpe und h_1 ihr Hub; ferner F und h Kolbenfläche und Hub der Dampfmaschine; sodann p_1 der mittlere Ueberdruck, welcher auf die Einheit des Kolbens der Pumpe wirkt, so ist die Arbeit der Luftpumpe per Hub $= F_1\, p_1\, h_1$; mithin das Verhältniß zwischen dieser Arbeit und derjenigen des Dampfes in gleicher Zeit

$$\frac{F_1\, h_1}{F\, h} \cdot \frac{p_1}{p}.$$

Nun sind $F_1\, h_1$ und F h die Rauminhalte, welche von den Kolben der Pumpe und Maschine per Hub beschrieben werden und p_1 ist sehr annähernd gleich dem Druck einer Atmosphäre, also per 1 $\square^{cm}$ Fläche = 1,033 Kil. Setzt man daher (S. 348) $\frac{F_1 h_1}{F h} = \frac{1}{10}$, ferner $\frac{p_1}{p} = \frac{2}{5}$, so wird obiges Verhältniß gleich 0,04.

Im Vorstehenden sind die wesentlichen Widerstände einer mittleren Hochdruck-Dampfmaschine mit Kondensation und gewöhnlicher Einrichtung numerisch ausgemittelt. Diese Widerstände sind in Theilen des Dampfdruckes in übersichtlicher Zusammenstellung:

Kolbenreibung	0,035
Reibung der Kolbenstange	0,011
Widerstand der Steuerung . . .	0,026
Reibung des Kreuzkopfes	0,010
Reibung des Kurbelzapfens . . .	0,011
Reibung der Schwungradwelle . .	0,025
Widerstand des Regulators . . .	0,005
Widerstand der Speisepumpe . . .	0,004
Widerstand der Kaltwasserpumpe .	0,007
Widerstand der Luftpumpe . . .	0,040
Summe	0,174

Mithin werden bei dieser Maschine nur 1 — 0,174 = 0,826 der gesammten Arbeit, also 82,6 Procent, nützlich.

Wird der Reibungskoefficient im Verhältniß von 7 : 6 kleiner vorausgesetzt, so wird vorstehende Summe nahe = 0,149 und die Maschine leistet 85,1 Procent nützliche Arbeit.

b. Pambours Auffassung über die Widerstände.

Nach Pambour zerfallen die oben erwähnten Widerstände in zwei Theile: in einen konstanten Theil, der sich geltend macht, wenn die Maschine leer geht, d. h. keinen nützlichen Widerstand überwindet und einen Theil, der proportional zum mittleren Dampfdruck zunimmt.

Beim Leergang kann man die Maschine in Bewegung setzen, ohne Dampf anzuwenden. Der dabei zu überwindende Widerstand ist selbstverständlich konstant. Bringt man sie durch Dampf in Bewegung, so werden die Theile, deren Reibung vom Dampfdruck abhängt, ihren Widerstand steigern. Allein da zum Leergang ein schwacher Dampfdruck genügt, so wird auch die dadurch bewirkte Reibung klein sein. Immerhin wird auch in diesem Fall für eine und dieselbe Maschine der Widerstand konstant sein und für verschiedene Maschinen desselben Systems bei guter Ausführung und Unterhaltung per Flächeneinheit des Kolbens annähernd gleich groß angenommen werden können.

Pambour gibt an, es sei für den Leergang einer Lokomotiv-Dampfmaschine ein Dampfdruck von 1 Pfund auf 1 □Zoll (englisch) aufzuwenden. Es macht dieß 0,07 Kil. auf 1 □^{cm} Kolbenfläche.

Arbeitet die Maschine, so ist ein nützlicher Widerstand zu über-

winden. In diesem Falle sind die reibenden Flächen gegen einander gepreßt mit einem Druck, welcher dem Dampfdruck proportional ist. Als Dampfdruck kann der im Cylinder herrschende mittlere Druck angesehen werden. Pambour nimmt den nützlichen Dampfdruck an und schätzt bei der Lokomotive den Widerstand zu 0,14 dieses nützlichen Druckes. Allein es scheint mindestens eben so richtig, den etwas größern, welchen das Diagramm liefert und welcher oben mit p bezeichnet wurde, zu Grunde zu legen. Hiernach wäre dieser Widerstand $= b\,p$, worin b eine Konstante bezeichnet, welche für Lokomotiven etwas kleiner als der Pambour'sche Werth sein muß.

Mithin ist der gesammte Widerstand r darzustellen durch einen Ausdruck von der Form

$$r = a + b\,p. \tag{76}$$

Für jedes Maschinensystem, ja für jede Maschine haben die Größen a und b ihre besondern Werthe. Indessen können diese Werthe bei Maschinen mit gleichen Theilen (Luftpumpe, Kaltwasserpumpe 2c.) nicht weit von einander abweichen.

Legt man die Pambour'schen, mit einer Reduktion von 0,14 auf 0,13, zu Grunde, so folgt, indem man noch mit p dividirt,

$$\frac{r}{p} = 0{,}13 + \frac{0{,}07}{p}.$$

Für den Dampfdruck	$p =$	1	2	3	4	5 Kil.
wird dieses Verhältniß	$\frac{r}{p} =$	0,200	0,165	0,153	0,147	0,144,
mithin Verhältniß	$\frac{p - r}{p} =$	0,800	0,835	0,847	0,853	0,856.

Die Differenz $p - r$ ist der nützliche Dampfdruck, somit auch der nützliche Widerstand. Die Werthe der dritten Horizontalreihe sind daher auch das Verhältniß zwischen der effektiven und indicirten Arbeit. Diese Werthe zeigen, daß das Verhältniß für höhern Dampfdruck günstiger ist als für niedern.

Gebrüder Sulzer in Winterthur legen in ihren Lieferungsverträgen von Ventilmaschinen immer das Verhältniß 0,85 zu Grunde; Völkers gibt für Woolf'sche Maschinen 0,13 an. [1]

Wird eine Dampfmaschine gleichzeitig gebremst und indicirt, so erhält man die nützliche und die indicirte Arbeit und damit auch ihr Verhältniß.

Die Konstanten a und b der Gleichung (76) lassen sich wie folgt

[1] Völkers, der Indikator, Berlin.

ermitteln. Man indicire die Maschine beim Leergang und bestimme aus den erhaltenen Diagrammen den mittleren Druck auf 1 □ cm der Kolbenfläche, so ist dieser Druck die Größe a. Man messe die Nutzarbeit durch die Bremse und bestimme daraus r, sodann die entsprechende indicirte Arbeit, bestimme daraus p und führe a, r und p in Gleichung (76) ein, so erhält man den Werth b.

Der Zusammenhang in Gleichung (76) kann auch in folgender Weise ausgedrückt werden. Es sei N die Bremsarbeit, L die entsprechende indicirte Arbeit und L_1 die Arbeit für den Leergang, so ist auf die Widerstände folgende Arbeit zu verwenden:

$$L - N = L_1 + b\,L.$$

Nach Pambour würde man schreiben

$$L - N = L_1 + b\,N.$$

5.

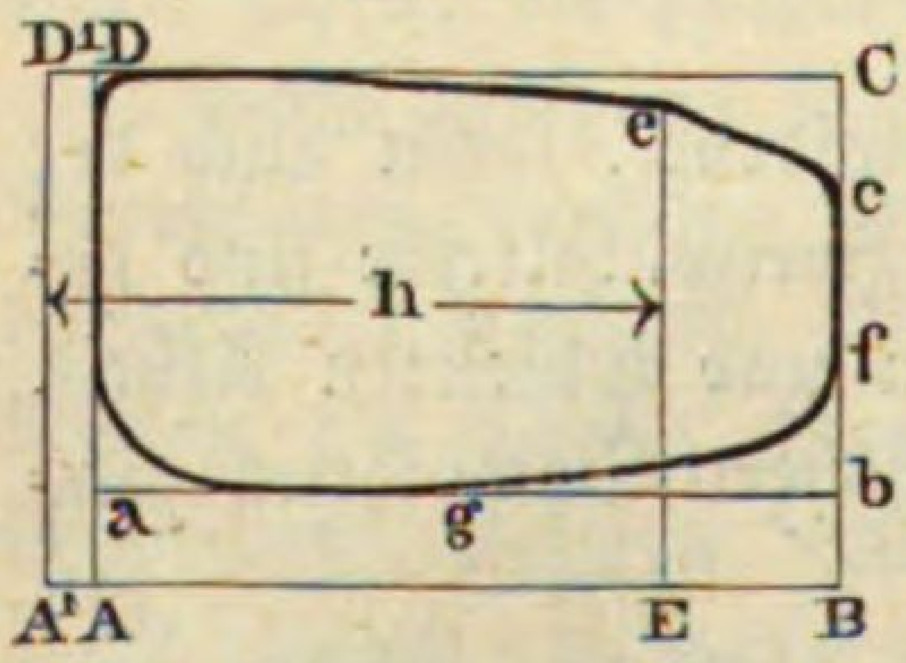
Berechnung der nützlichen Arbeit mittelst des theoretischen Diagramms.

A. Volldruckmaschine.

Theoretisches Diagramm. Die Kolbenfläche sei = F und der größte Druck auf die Flächeneinheit derselben von der Arbeitsseite her = P, der kleinste von der Gegenseite = Q. Beide Drucke nehme man als konstant an, so ist der Ueberdruck per Flächeneinheit = P — Q und daher der Druck auf die ganze Kolbenfläche = F (P — Q).

Es sei A B = H, Fig. 266, der Hub. Man errichte A D senkrecht auf A B und mache A D gleich dem Druck F P und A a gleich dem Druck F Q, so stellt das Rechteck A B C D die Arbeit des Dampfes dar von der Arbeitsseite, ferner das Rechteck A B b a die Arbeit des Gegendruckes und somit das Rechteck a b C D den Unterschied dieser Arbeiten. Dieser Unterschied ist daher

Fig. 266.



$$F\,(P - Q)\,H$$

und werde theoretische Diagramm-Arbeit genannt.

Indicirte Arbeit. Würde bei dieser Maschine mit dem Indikator ein Diagramm abgenommen, so müßte dieses Diagramm in das theoretische einbeschrieben, jedoch wegen der Wirkungsweise der Steuerung kleiner sein als das theoretische.

Ein solches Diagramm mit den vorkommenden Abstumpfungen ist nun in das Rechteck a b C D einbeschrieben. Die Drucklinie D c senkt sich um so mehr, je schneller die Maschine geht; die Senkung von e

bis c kommt von der schwachen Expansion her, welche jede Volldruckmaschine hat, die Abstumpfung bei f g von dem größern Gegendruck, welcher im Anfang des Austritts sich geltend macht und die Abrundung bei a von der Kompression des Dampfes, der beim Kolbenrückgang zu frühe abgesperrt wird, oder auch von zu frühem Dampfeintritt.

Die Kompression verringert die Arbeit, allein sie bewirkt, daß beim Eintritt bereits ein Theil Dampf im schädlichen Raum von einiger Spannung vorhanden ist, der somit von der neuen Füllung abgezogen werden muß. Dieser komprimirte Dampf nimmt daher Antheil an der Arbeit des nächsten Hubes. Daher entsteht durch die Kompression wohl eine Verringerung des Diagramms, allein auch eine entsprechende im Dampfverbrauch, so daß das Verhältniß beider konstant bleibt.

Wenn die Abrundung bei a jedoch von zu frühem Eintritt des Dampfes entsteht, so entsteht daraus ein Gegendruck im letzten Augenblick des Kolbenweges, welcher die Arbeit merklich reducirt.

Diese Verluste können nun einzeln berechnet werden, wenn dazu die nöthigen Daten vorhanden sind. Allein es ist schwierig, ja in einzelnen Fällen unmöglich, aus den konstruktiven Verhältnissen der Maschinen diese Daten abzuleiten. Man verfährt daher am einfachsten so, daß man für verschiedene Konstruktionssysteme an ausgeführten Maschinen Diagramme mit dem Indikator abnimmt und diese mit dem theoretischen vergleicht. Man findet auf diese Weise ein Verhältniß K zwischen der indicirten und theoretischen Arbeit, das für verschiedene Steuerungen, Kanalquerschnitte, Kolbengeschwindigkeiten ꝛc. verschieden ausfällt, allein innerhalb derselben Bauart ziemlich konstant bleibt. Dieses Verhältniß wollen wir Steuerungskoefficient heißen. Hiernach wird die indicirte Arbeit gleich

$$K F (P - Q) H.$$

Wirkliche Arbeit. Die wirkliche oder nützliche Arbeit ist kleiner als die indicirte und zwar um einen Betrag, der zur Ueberwindung der Widerstände der Maschine verwendet wird. Das Verhältniß zwischen der wirklichen und der indicirten Arbeit wollen wir Widerstandskoefficient nennen. Bezeichnet man diesen mit K_1, so ist die wirkliche Arbeit per Hub gleich

$$K K_1 F (P - Q) H.$$

Es sei L die wirkliche Arbeit der Maschine per Sekunde, in Pferdekräften zu 75 Kil.-Meter angenommen; ferner n die Anzahl Drehungen der Maschine per Minute, so wiederholt sich die vorstehende Arbeit in der Minute 2 n mal, also in der Sekunde $\frac{2n}{60}$ mal. Es ist daher die gesuchte Arbeit

$$(77) \qquad L = \frac{K K_1}{75} F (P - Q) H \cdot \frac{2n}{60} \cdot$$

Für die Folge drücken wir H in Metern, F in $\square^{cm}$ aus. Somit sind P und Q in Kil. per 1 $\square^{cm}$ anzugeben. Der Einfachheit wegen setze man jedoch

$$P = 1{,}033 \, p; \quad Q = 1{,}033 \, q,$$

so geben p und q Druck und Gegendruck in Atmosphären an. Mithin geht Formel (77) über in

$$(78) \qquad L = \frac{1{,}033}{75} \cdot K K_1 F (p - q) H \cdot \frac{2n}{60} \cdot$$

Da nun noch nach Formel (50) die mittlere Kolbengeschwindigkeit $v = \frac{2nH}{60}$, so geht Formel (78) über in

$$(79) \qquad L = \frac{1{,}033}{75} \cdot K K_1 F (p - q) v.$$

Die Arbeit L hängt daher von sechs veränderlichen Größen ab.

Größe K. Sie charakterisirt die Wirkungsweise der Steuerung. Bei Maschinen mit langsamem Gang, schwacher Expansion und Kompression, rechtzeitigem Eintritt und Austritt des Dampfes kann K = 0,90 und bei Maschinen unter gewöhnlichen Verhältnissen = 0,82 angenommen werden. Bei starker Expansion und Kompression, zu frühem oder zu spätem Eintritt und Austritt des Dampfes kann dieser Werth auf 0,70, 0,60 und noch tiefer sinken.

Größe K_1. Diese wird bedingt durch die mehr oder minder einfache Anordnung, mehr oder minder sorgfältige Ausführung, sowie durch die Unterhaltung. Bei einfachem Bau, sehr guter Arbeit und sorgfältiger Wartung kann K auf 0,90 steigen, beträgt aber für gewöhnliche Fälle (S. 408) 0,85 und in weniger günstigen Fällen 0,80.

Produkt $K K_1$. Dieses Produkt wollen wir Arbeitskoefficient nennen. Dasselbe beträgt nach dem Vorstehenden

in günstigen Fällen . . . 0,90 . 0,87 = 0,78,
in gewöhnlichen Fällen . . 0,82 . 0,85 = 0,69,
in ungünstigen Fällen . . 0,70 . 0,80 = 0,56.

Mithin werden von der theoretischen Arbeit annähernd nützlich: unter den besten Verhältnissen 76 bis 80, unter gewöhnlichen 66 bis 70 und unter ungünstigen 56 Procent und noch weniger.

Gegendruck q. Mit Rücksicht auf den Gegendruck unterscheidet man zwei Maschinensysteme: Maschinen ohne und mit Kondensation.

Bei Maschinen ohne Kondensation entweicht der Dampf in die freie Luft, er hat also den Druck einer Atmosphäre zu überwinden, allein

außerdem noch die Widerstände der Leitung. Ohne diese Widerstände wäre daher $q = 1$. Die Maschine soll nun so konstruirt sein, daß der wirkliche Werth von q möglichst diesem kleinsten nahe komme. Daher sollen die Ableitungskanäle kurz und weit sein, keine schroffen Krümmungen haben, wegen des Kondensationswassers möglichst abwärts gerichtet sein 2c. Man kann die Werthe von q wie folgt annehmen:

bei kurzen, weiten Kanälen . . . 1,10,
bei mittleren Verhältnissen 1,17,
bei ungünstigem Abzug . . 1,25 bis 1,50.

Die Differenz $p - q$ wird im günstigsten Fall, d. h. da, wo gar keine Austrittshindernisse obwalten würden, zu $p - 1$. Daher das Verhältniß zwischen dem wirklichen Ueberdruck und diesem theoretischen gleich

$$\frac{p - q}{p - 1}. \tag{80}$$

Arbeiten zwei Maschinen mit je 4 Atm. Druck, ist aber bei der einen $q = 1,1$, bei der andern $q = 1,4$ Atm., so wird vorstehendes Verhältniß

$$\frac{4 - 1,1}{4 - 1} = 0,967; \quad \frac{4 - 1,4}{4 - 1} = 0,867.$$

Mithin gehen im ersten Fall 3,3, im letztern 13,3 Procent der größtmöglichen Arbeit durch den Gegendruck verloren.

Bei Kondensationsmaschinen beträgt der Werth von q bei sehr guter Wirkung der Kondensation 0,15, gewöhnlich 0,2 Atmosphären. Könnte ein vollkommen luftleerer Raum erzielt werden, so wäre $q = 0$. Mithin geht hier das Verhältniß (80) über in

$$\frac{p - q}{p}.$$

Es sei bei einer Hochdruckmaschine $p = 4$, einer Niederdruckmaschine $p = 1,2$ und bei beiden $q = 0,2$, so wird dieses Verhältniß bei der erstern Maschine 0,95, bei der andern 0,83.

Je niederer daher der Dampfdruck ist, um so größer wird der Einfluß des Gegendruckes.

Werthe F, p und v. Bei Besprechung derselben wollen wir zwei Fälle auseinander halten, ob nämlich die Maschine bereits im Betrieb stehe oder neu zu bauen sei.

Ist sie im Betrieb, so sind die Größen F und v als konstant zu betrachten. In diesem Fall ändert p mit L, also mit der größern oder geringern Arbeit, welche die Maschine leisten soll. Liegt durch-

schnittlich p nur wenig über q, so arbeitet die Maschine ungünstig. Alsdann sollte die Transmission so abgeändert werden, daß v kleiner, also p größer wird und zwar so groß, als es die Festigkeitsverhältnisse des Dampfkessels ꝛc. gestatten.

Ist die Maschine neu zu bauen, so sind als gegeben anzusehen L, p und q. Darnach richtet sich das Produkt F v. Man wird v innerhalb mäßiger Grenzen halten (S. 373), einerseits um die Maschine zu schonen, anderseits um eine Vergrößerung der Arbeit L durch Vergrößerung der Geschwindigkeit v später erzielen zu können. Hieraus ergibt sich der Querschnitt F.

Drosseln des Dampfes. Aendert während des Betriebes der Widerstand häufig und stark, so ändert sich damit auch p. Da nun die Arbeit der Maschine nicht regulirt wird durch kleinere oder größere Cylinderfüllungen, sondern durch die Drosselklappe, so wird zu den Zeiten, da der zu überwindende Widerstand klein ist, der Dampfdruck im Cylinder erheblich tiefer stehen als im Kessel. Die Spannung des Dampfes muß alsdann durch die Drosselklappe verringert werden.

Gesetzt es gehe 1 Kil. Dampf, trocken und gesättigt, von 6 Atm. durch die Drosselklappe und es werde dadurch der Druck auf 3 Atm. reducirt, so wird dieser Dampf überhitzt. Es enthält nämlich 1 Kil. Dampf von 6 und 3 Atm. eine Gesammtwärme (Tab. II) = 655,1 und 647,3 Kalorien. Während des Drosselns geht keine Wärme verloren, die Differenz 655,1 — 647,3 = 7,8 Kalorien wird daher auf die Ueberhitzung verwendet. Nimmt man die spec. Wärme des Dampfes zu 0,5 an, so steigt die Temperatur des Dampfes bei gleicher Spannung um 2 . 7,8 = 15,6°. Nun ist das spec. Volumen für 6 Atm. = 0,315 und für 3 Atm. = 0,603. Daher geht letzteres Volumen durch die Ueberhitzung über in (S. 80)

$$0{,}603\,(1 + 0{,}00367\,.\,15{,}6) = 0{,}638.$$

Das Verhältniß zwischen dem neuen Volumen und dem frühern ist daher 0,638 : 0,315 = 2,025. Dieses Volumen ist etwas mehr als das Doppelte des frühern. Da nun der Druck gerade die Hälfte des frühern ist, so würde durch das Drosseln etwas Arbeit gewonnen, wenn der Gegendruck q nicht wäre.

Es nimmt nämlich in der Arbeitsformel (78) p von 6 auf 3 ab, während H steigt auf 2,025 H; nimmt man nun q = 1,2 an, setzt diese Werthe in Formel (78), dividirt den Werth für den gedrosselten Dampf durch den andern, so entsteht das Verhältniß

$$\frac{(3 - 1{,}2)\,.\,2{,}025}{6 - 1{,}2} = 0{,}759,$$

d. h. die Arbeit des gedrosselten Dampfes ist nur 75,9 Procent von der des ursprünglichen Dampfes.

Bezeichnet p die Spannung des Dampfes im Cylinder, wenn nicht gedrosselt wird und p_1 diejenige beim Drosseln, ferner c die Zahl, welche anzeigt, wie viel mal größer das Volumen des gedrosselten Dampfes als das des andern, so erhält man allgemein als Verhältniß zwischen den Arbeiten des Dampfes in beiden Zuständen

$$c \frac{p_1 - q}{p - q}.$$

Je mehr nun p_1 herunter geht gegen q, um so ungünstiger ist die Wirkung des Drosselns.

Es läßt sich nun freilich eine Anlage denken, bei welcher überhaupt mit gedrosseltem Dampf bei normalem Betrieb gearbeitet wird, daß z. B. der Kessel Dampf von 8 Atm. liefere und die Maschine mit 5 Atm. arbeite. In diesem Falle ist der Gegendruck derselbe, ob mit gedrosseltem oder gesättigtem Dampf von gleichem Druck gearbeitet werde. Der sehr kleine Vortheil, welcher alsdann durch die Drosselung erzielt werden könnte, würde jedoch mehr als ausgeglichen durch etwas ungünstigere Umstände der Kesselanlage. Uebrigens wäre die Anlage eine verfehlte, weil nicht einzusehen ist, warum Dampf von 8 Atm. nicht direkt im Cylinder zugelassen werden sollte, um den Einfluß des Gegendruckes noch mehr abzuschwächen.

Schädlicher Raum. Der Kolben sei am Ende des Hubes, so liegt zwischen ihm, dem benachbarten Cylinderdeckel und dem Dampfschieber oder Einlaßventil ein Raum, der mit Dampf angefüllt werden muß, bevor der Kolben seine Bewegung beginnt, also bevor die Maschine Arbeit verrichtet. Dieser Raum wird schädlicher Raum genannt. Er beträgt annähernd

bei Schiebermaschinen mit mäßiger Geschwindigkeit . .	0,050,
bei Schiebermaschinen mit großer Geschwindigkeit . . .	0,075,
bei Sulzer- und Corliß-Maschinen	0,040,

vom Volumen, das vom Kolben per Hub beschrieben wird.

Man denke sich diesen Raum cylindrisch mit der Grundfläche F und einer Höhe $A A_1 = h_0$ (Fig. 266), so wird bei einer Schiebermaschine mit mäßiger Geschwindigkeit $h_0 = 0{,}05$ H sein.

Netto-Dampfverbrauch per Pferd in der Stunde. Obschon die Maschine mit Volldruck arbeitet, so wird doch, vermöge der Steuerung, nur 0,8 bis 0,95 des Hubes mit frischem Dampf angefüllt. Die Länge des Cylinders, welche während des Einströmens mit Dampf angefüllt wird, sei $A^1 E = h$, so beträgt der ganze

mit Dampf von der ursprünglichen Spannung angefüllte Raum des Cylinders

$$\frac{F\,h}{10000}\ \text{Kubikmeter,}$$

wenn h in Metern, F in $\square^{cm}$ ausgedrückt werden.

Der Dampf sei feucht; er enthalte in 1 Kil. der Mischung m Kil. reinen Dampf, somit 1 — m Kil. Wasser. Das Gewicht von 1 Kubikmeter reinem Dampf, wie es in Tab. II angegeben ist, werde mit G bezeichnet, so ist das Gewicht von einem Kubikmeter der Mischung sehr annähernd $= \frac{G}{m}$; mithin das Gewicht der Mischung, welche per 1 Hub verbraucht wird $= \frac{G\,F\,h}{10000}$ und somit das Gewicht in einer Stunde gleich

$$\frac{G\,F\,h}{10000\;m} \cdot 2\;n\;.\;60.$$

Dividirt man diesen Ausdruck mit der rechten Seite der Gleichung (78), so erhält man das Gewicht des feuchten Dampfes, der von 1 Pferdekraft in der Stunde verbraucht wird, gleich

$$(81) \qquad \frac{26{,}14}{K\,K_1\,m} \cdot \frac{h}{H} \cdot \frac{G}{p - q}.$$

Der Dampfverbrauch wird daher klein, wenn $K\,K_1$ und m groß, ferner die Brüche $\frac{h}{H}$ und $\frac{G}{p-q}$ klein sind. Daher soll die Steuerung vorzüglich funktioniren, die Reibung aller Maschinentheile klein und der Dampf möglichst trocken sein; ferner soll der schädliche Raum und die Cylinderfüllung klein und endlich p groß und q klein sein.

Dampfverluste durch Undichtheit des Kolbens und Schiebers. Völlig dicht schließt kein Kolben, wie man sich überzeugen kann, wenn man einen vertikalen Cylinder unten luftdicht verschließt und oben den Kolben einsetzt. In jedem Falle sinkt derselbe allmälig durch sein Gewicht nieder, muß also den Umständen nach die unten eingeschlossene Luft durch seine eigenen Undichtheiten austreten lassen. Die Größe des hierdurch entstehenden Dampfverlustes ist natürlich nach dem Zustande des Kolbens verschieden, kann aber, wenn derselbe öfter untersucht wird, auf einen sehr geringen Betrag herabgezogen werden. Ein dicht schließender Kolben arbeitet die Cylinderwand blank; schwarze matte Stellen deuten auf Undichtheiten. Haben sich Längenfurchen im Cylinder gebildet, so ist derselbe nachzubohren.

Die Undichtheit des Schiebers wirkt dadurch nachtheilig, daß ein Theil des frischen Dampfes unmittelbar in den Ausblasekanal entweicht und ein anderer Theil während der Expansionsperiode gegen die

Arbeitsseite des Kolbens nachströmt, und zwar der letztere in um so größerem Maß, je weiter die Expansion vorgeschritten ist.

Die Geschwindigkeit, mit welcher Dampf durch eine Oeffnung entweicht, ist nach Formel (24), S. 76, proportional der Größe $\sqrt{\frac{p-q}{G}}$, wo $p - q$ die Differenz der Spannungen zu beiden Seiten der Oeffnung und G das Gewicht der Kubikeinheit Dampf bezeichnen.

Beim Dampfkolben nimmt der Querschnitt der Oeffnungen, welche Dampf entweichen lassen, mit dem Umfang $D\pi$ des Kolbens zu; also das Volumen des Dampfes, welcher entweicht, mit der Größe $D\pi\sqrt{\frac{p-q}{G}}$. Das Gewicht dieses Dampfes ist daher

$$a\,G\,D\,\pi\sqrt{\frac{p-q}{G}},$$

worin a eine Konstante bezeichnet. Dividirt man diese Größe mit der rechten Seite der Gleichung (79), so erhält man als Verhältniß zwischen dem Dampfverlust und der geleisteten Arbeit, wenn $F = \frac{D^2\pi}{4}$ gesetzt wird.

$$(82)\qquad \frac{b}{K K_1 D v}\sqrt{\frac{G}{p-q}}.$$

Die Konstante b dieses Ausdrucks kann bezogen werden auf den Verlust, der in der Sekunde, Minute, Stunde 2c. eintritt. Nimmt man sie für die Stunde, so bezeichnet die Größe (82) das Gewicht Dampf, das per Pferdekraft in der Stunde verloren geht.

Dieser Ausdruck wurde nur für die Undichtheit des Dampfkolbens abgeleitet, allein er kann auch annähernd auf die des Schiebers oder Einlaßventiles angewendet werden. Er umfaßt daher den gesammten durch den Cylinder veranlaßten Dampfverlust.

Man ersieht aus (82), daß dieser Verlust dem Arbeitskoefficienten $K K_1$, dem Durchmesser D und der Kolbengeschwindigkeit v verkehrt proportional ist und abhängt von Druck und Gegendruck des Dampfes. Es kommt D im Nenner vor, weil Kolbenfläche und Ventilfläche rascher wachsen als ihr Umfang; es kommt v im Nenner vor, weil der Verlust um so kleiner wird, je größer die Arbeit, je größer also auch v ist. Steht die Maschine still und tritt gleichwohl Dampf in den Cylinder, so entsteht ein Dampfverlust, ohne daß Arbeit verrichtet wird. Mithin muß in diesem Fall das Verhältniß (82) unendlich groß werden.

Die Größen $K K_1$ und $\sqrt{\frac{G}{p-q}}$ ändern nur wenig. Zur annähernden Beurtheilung des Dampfverlustes mag es daher genügen,

sie konstant anzunehmen. Daher erhält man aus (82) den gesammten Dampfverlust per Pferd in der Stunde gleich

$$(83) \qquad \frac{c}{D\,v}.$$

Zur Bestimmung der Konstanten c nehmen wir an, es bedürfe eine Hochdruckmaschine ohne Expansion und ohne Kondensation brutto 27 Kil. Dampf per Pferd in der Stunde, wovon 1,5 Kil. durch Undichtheiten verloren gehen; es sei $D = 0{,}20^m$ und $v = 0{,}8^m$, so erhält man mittelst (83)

$$c = 0{,}20\;.\;0{,}8\;.\;1{,}5 = 0{,}24.$$

Die Konstante c ist begreiflich den Umständen gemäß zu wählen.

Zur Beurtheilung des Ausdruckes (83) werde folgende Vergleichung gemacht. Für eine kleine Maschine sei $D = 0{,}15^m$ und $v = 0{,}6^m$; für eine größere $D = 0{,}50^m$ und $v = 1{,}8^m$, so erhält man bei gleich sorgfältiger Arbeit, also gleichem Werth von c den Dampfverlust:

für die kleine Maschine $\frac{c}{0{,}15\;.\;0{,}6} = \frac{c}{0{,}09}$,

für die große Maschine $\frac{c}{0{,}50\;.\;1{,}8} = \frac{c}{0{,}90}$.

Mithin wird der Verlust der kleinen Maschine 10mal größer als der der größern.

Beispiel. Es soll zunächst der Querschnitt einer Volldruckdampfmaschine berechnet werden, wenn $K\,K_1 = 0{,}68$, $L = 3$, $p = 5$, $q = 1{,}2$ und $v = 0{,}9^m$ angenommen wird.

Nach Formel (79) erhält man

$$F = \frac{75\;L}{1{,}033\;K\,K_1\,(p - q)\,v} = \frac{75\;.\;3}{1{,}033\;.\;0{,}68\;.\;3{,}8\;.\;0{,}9} = 94\;\square^{cm}.$$

Hat die Kolbenstange 10 $\square^m$ Querschnitt, so ist davon die Hälfte zu 94 zu addiren. Der Querschnitt des Cylinders ist somit 99 $\square^{cm}$ und der Durchmesser desselben $11{,}3^{cm}$.

Nimmt man ferner den Hub $= 0{,}27^m$ an, so wird die Anzahl Umdrehungen per Minute

$$n = \frac{60\;v}{2\;H} = \frac{60\;.\;0{,}9}{2\;.\;0{,}27} = 100.$$

Behufs Berechnung des Dampfverbrauches nehme man an: $h = 0{,}90\;H$ und $m = 0{,}92$, daher 0,08 der Wassergehalt. Da nun für Dampf von 5 Atm. $G = 2{,}68$ Kil., so erhält man mittelst des Ausdruckes (81) den Netto-Verbrauch per Pferd in der Stunde

$$\frac{26,14}{0,68 \,.\, 0,92} \cdot \frac{0,90\,H}{H} \cdot \frac{2,68}{3,8} = 26,6 \text{ Kil.}$$

und unter Anwendung von (83) und der Konstanten c = 0,24 den Dampfverlust

$$\frac{0,24}{0,113 \,.\, 0,9} = 2,4 \text{ Kil.}$$

Mithin der gesammte Dampfverbrauch 26,6 + 2,4 = 29 Kil.

B. Expansionsmaschinen.

Theoretisches Diagramm. Die Wirkungsweise des Dampfes ist bereits auf S. 29 erwähnt, dann auf S. 60 die Druckabnahme während der Expansion nachgewiesen und endlich findet sich auf S. 71 die Formel (22) zur Berechnung der Arbeit, welche der Dampf während der Expansion verrichtet, jedoch ohne Rücksicht auf Nebeneinflüsse.

Es sei A C = h, Fig. 267, die Länge des Cylinders, welche mit frischem Dampf angefüllt wird und A A' = P F der größte Druck des Dampfes längs dieses Weges, so wird die Arbeit bei konstantem Druck während der Volldruckperiode sein:

(84) Fläche A C C' A' = P F h.

Es sei C B der Weg, längs welchem der Dampf durch Expansion wirkt und C' B' die Drucklinie, so wird die Fläche C B B' C' die Arbeit des Dampfes während der Expansionsperiode darstellen. Diese Arbeit wird (S. 72) erhalten, wenn man die Volldruckarbeit (84) mit folgender Größe multiplicirt (Formel 22 und 23):

$$z = \frac{1}{x-1}\left[1 - \left(\frac{V}{v}\right)^{x-1}\right].$$

Die Größe z ist in Tab. III für trocknen Dampf angegeben, unter der Voraussetzung, daß die Drucklinien die Hyperbel und die adiabatische Kurve sei, und in Tab. IV für feuchten Dampf und die adiabatische Kurve. So findet man für trocknen Dampf bei einer Ausdehnung aus dem Raume 1 in den Raum 4 die Werthe z = 1,386 für die Hyperbel und z = 1,263 für die adiabatische Kurve; ferner bei derselben Ausdehnung und Dampf mit 0,10 Wassergehalt nach Tab. IV den Werth z = 1,274 u. s. w.

Hiernach wird die Expansionsarbeit = P F h z, somit die gesammte Arbeit

(85) Fläche A B B' C' A' = P F h (1 + z).

Wenn wie oben z = 1,274, so wird 1 + z = 2,274, d. h. die gesammte Arbeit wird 2,274mal größer als die Volldruckarbeit.

Es sei $A D = h_0$ die Länge des schädlichen Raumes (S. 45), so wird der schädliche Raum $F h_0$ mit frischem Dampf angefüllt, ohne daß der Kolben dadurch einen Weg durchlauft, ohne daß der Dampf daher arbeitet. Mithin muß die Rechtecksfläche $A D D' A' = P F h_0$ vom Werthe (85) abgezogen werden.

Es sei $D d = F Q$ der kleinste Werth des Gegendruckes auf den Kolben, der sich längs des Hubes $D B = H$ geltend macht, so stellt die Rechtecksfläche $D B b d = F Q H$ die Arbeit dar, welche der Gegendruck absorbirt. Mithin bleibt als Arbeit per Hub übrig

$$P F h (1 + z) - P F h_0 - Q F H,$$

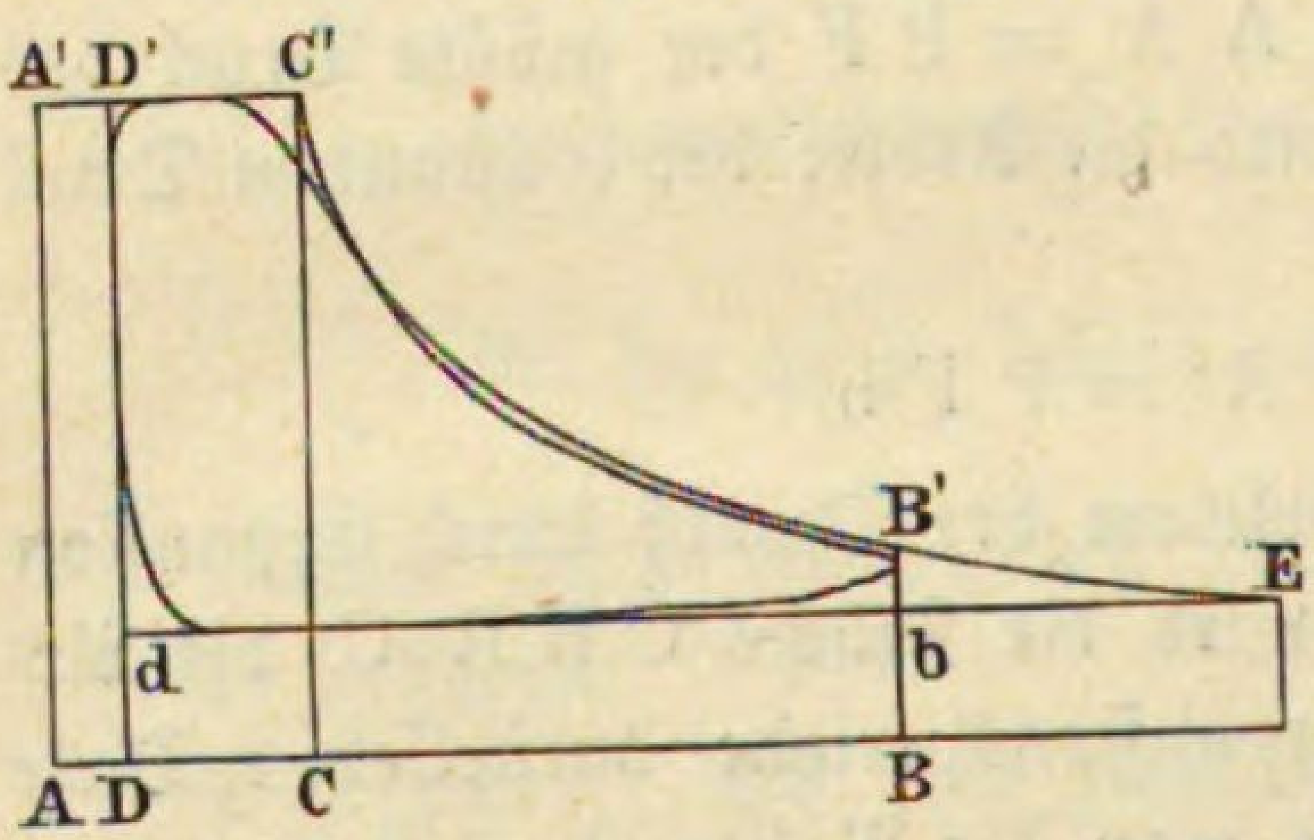
oder indem man F und theilweise P absondert,

$$(86) \qquad F [P (h + h z - h_0) - Q H].$$

Dieser Werth soll theoretische Diagramm-Arbeit heißen.

Indicirtes Diagramm. Das Diagramm, welches der Indikator zeigen würde, ist in das theoretische eingeschlossen, wie Fig. 267 zeigt, daher wegen der Abstumpfungen 2c. kleiner als das theoretische, wie auf S. 410 bereits erklärt wurde. Es sei K der Steuerungskoefficient oder das Verhältniß zwischen dem indicirten und theoretischen Diagramm, so erhält man die indicirte Arbeit, wenn man die Größe (86) mit K multiplicirt.

Fig. 267.



Wirkliche Arbeit. Diese ist wegen der Widerstände der Maschine kleiner als die indicirte und wird daher erhalten, wenn man die indicirte Arbeit multiplicirt mit dem Widerstandskoefficienten K_1 oder dem Verhältniß zwischen der wirklichen und indicirten Arbeit.

Bezeichnet L diese Arbeit per Sekunde in Pferdekräften und n die Anzahl Drehungen der Maschine per Minute, so wird sein

$$L = \frac{K K_1}{75} F [P (h + h z - h_0) - Q H] \cdot \frac{2 n}{60}.$$

Setzt man noch $P = 1{,}033\, p$, $Q = 1{,}033\, q$, so daß p und q in Atmosphären auszudrücken sind, ferner $v = \frac{2 n H}{60}$ als mittlere Kolbengeschwindigkeit, so wird

$$(87) \quad L = \frac{1{,}033}{75} K K_1 F \left[p \frac{h + h z - h_0}{H} - q\right] v.$$

Arbeitskoefficient. Die Werthe von $K K_1$ sind etwas kleiner als diejenigen für Maschinen ohne Expansion. Man kann annehmen:

	Ohne Kondensation.	Mit Kondensation.
für sehr günstige Verhältnisse .	0,75	0,72
für gewöhnliche Verhältnisse . .	0,66	0,63
für ungünstige Verhältnisse . .	0,54	0,52.

Mittlerer Dampfdruck. Durch Vergleichung der Formel (87) mit (79) ergibt sich, daß die Größe in der Klammer den mittleren Ueberdruck des Dampfes, somit die Größe

$$p \frac{h + h z - h_0}{H}$$

den mittleren Druck des Dampfes auf der Arbeitsseite darstellt.

Grenze der Expansion. In Fig. 267 ist die Spannung B B' größer als der Gegendruck B b angenommen. Würde man die Expansion bis E fortsetzen, wo die Drucklinie die Gegendrucklinie schneidet, so würde theoretisch noch eine Arbeit gewonnen, welche durch die dreiseitige Figur b E B' dargestellt ist. Allein das indicirte Diagramm kann nicht vollständig bis an die Spitze E reichen, sondern es muß bei Beginn des Austrittes noch eine Spannung B B' vorhanden sein, welche größer ist als der kleinste Gegendruck, d. h. derjenige, welcher nach dem Beginn des Abfließens sich geltend macht. Der Ueberschuß b B' kann um so kleiner sein, je mehr der Abfluß erleichtert ist. Immerhin sollte dieser Ueberschuß mindestens 0,2 Atm. betragen.

Mit Hülfe der Tab. III und IV kann aus der Anfangsspannung und dem Grad der Expansion die Endspannung angegeben werden, ebenso aus den beiden Spannungen der Expansionsgrad.

Es sei z. B. die Anfangsspannung = 1. Der Dampf dehne sich aus dem Raume 1 in den Raum 6 aus, so sinkt der Druck für ursprünglich trocknen Dampf nach Tab. III auf 0,131, für Dampf mit 10 Procent Wasser nach Tab. IV auf 0,134 u. s. w.

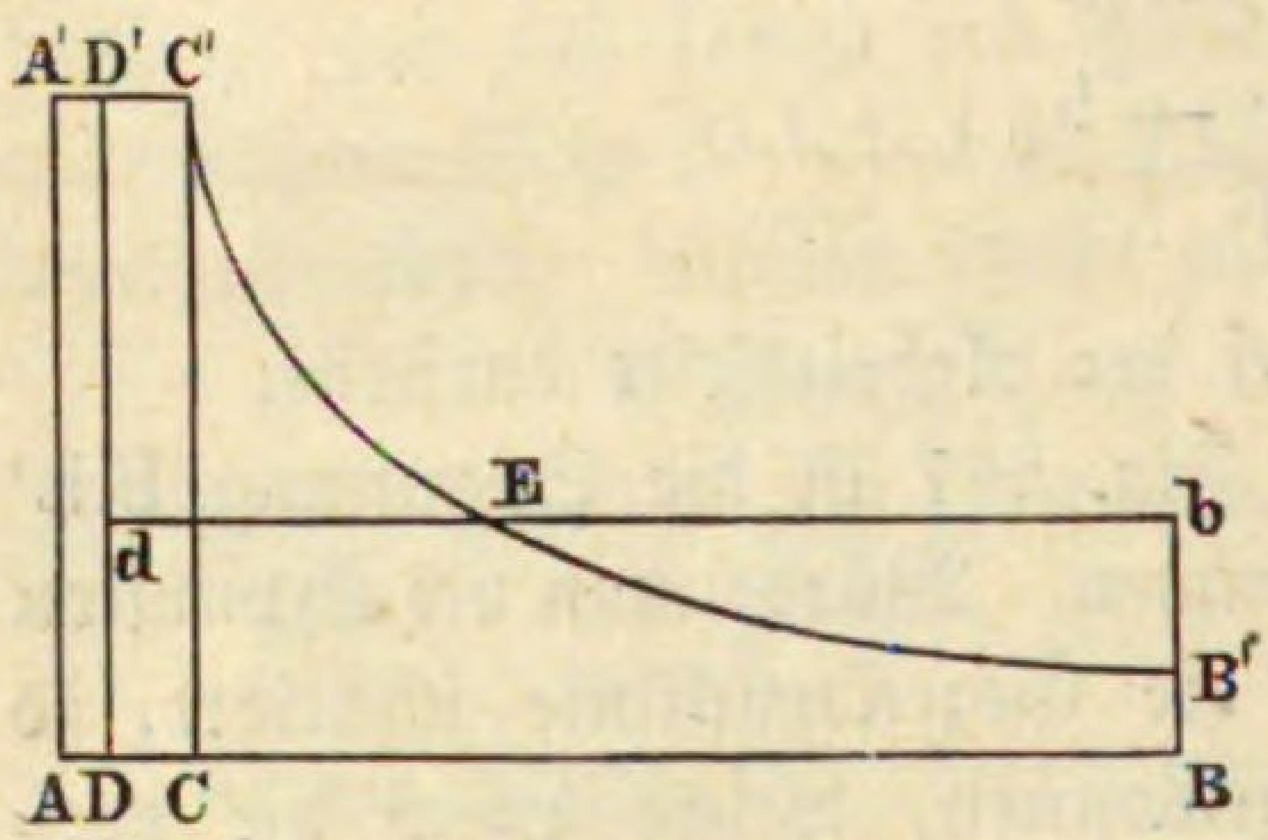
Es sei der Gegendruck für eine Maschine ohne Kondensation = 1,1 Atm., so soll die Endspannung des Dampfes nicht unter 1,3 Atm. hinunter gehen. Beträgt die Anfangsspannung 6 Atm., so ist das Verhältniß dieser Spannungen 1,3 : 6 = 0,217. Diese Zahl liegt für trocknen Dampf nach Tab. III zwischen 0,220 und 0,208, jedoch näher bei 0,220; daher liegt die Füllung des Cylinders zwischen $\frac{1}{3,75}$ und $\frac{1}{4}$, jedoch näher beim ersten Werth, so daß die Cylinderfüllung $= \frac{1}{3,81} = 0,262$ angenommen werden kann. Es wäre also nach Fig. 267 A C = 0,262 A B.

Es sei bei einer Kondensationsmaschine der Gegendruck 0,2 Atm., so kann die Endspannung heruntergehen auf 0,4 Atm. Beträgt die

Anfangsspannung z. B. 6 Atm., so entspricht dem Verhältniß $\frac{0,4}{6} = 0,067$ der Spannungen das Verhältniß 1 : 11 der Ausdehnung, d. h. es muß in diesem Fall auf $^1/_{11}$ der Länge $h_0 + H$ abgesperrt werden.

Geht die Expansion so weit fort, daß die Endspannung B B′, Fig. 268, unter den Gegendruck B b sinkt, so schneidet die Drucklinie C′ B′ die Gegendrucklinie d b in einem Punkt E, der zwischen d und b liegt. In diesem Fall überwiegt von E an der Gegendruck die treibende Kraft, daher wird auch der Ueberdruck klein ausfallen. Es läßt sich denken, daß die Fläche E B′ b = D′ C′ E d, also der Ueberdruck = 0 wird. Setzt man in der That die Klammergröße der Formel (87) = 0, so erhält man für diesen Fall

Fig. 268.



$$(88) \qquad h(1 + z) = h_0 + \frac{q}{p} H.$$

Mittelst dieser Formel kann berechnet werden, bei welcher Füllung des Cylinders die Arbeit der treibenden Kraft und des Widerstandes gleich werden.

Es sei z. B. der Anfangsdruck p = 4 Atm., der Gegendruck q = 1,2 Atm., und $h_0 = 0,05$ H, so folgt aus (88)

$$(89) \qquad h(1 + z) = 0,35\ H.$$

Nimmt man nun H = 8,2 h, so wird $H + h_0 = 1,05\ H = 1,05 \,.\, 8,2\ h = 8,61\ h$, d. h. der Dampf dehnt sich aus dem Raum h aus in 8,61 h oder von 1 auf 8,61. Hiefür wird nach Tab. III und trocknen Dampf z = 1,868; somit wird der Gleichung (89) Genüge geleistet, weil

$$h(1 + z) = 2,868\ h \text{ und } 0,35\ H = 0,35 \,.\, 8,2\ h = 2,870\ h.$$

Gibt man daher diesem Dampfe eine Expansion von 1 auf 8,61, so entsteht keine nützliche Arbeit.

Einfluß des Gegendruckes. Ist die Expansion richtig gewählt, so kann nun auch der Einfluß des Gegendruckes wie folgt ermittelt werden.

Bei Maschinen ohne Kondensation sollte q auf 1 Atm. herunter gebracht werden können. Je mehr q darüber liegt, um so ungünstiger die Wirkung der Maschine. Das Verhältniß zwischen dem wirklichen mittlern Druck und demjenigen für q = 1 ist

$$\frac{p(h + hz - h_0) - q\,H}{p(h + hz - h_0) - H}.$$

Setzt man hierin $h = 0{,}3\,H$ und $h_0 = 0{,}05\,H$, so dehnt sich der Dampf aus von h auf $h_0 + H$, also von 0,3 auf 1,05 oder von 1 auf 3,5. Hiefür wird nach Tab. III der Werth $z = 1{,}152$. Nimmt man noch $p = 5$ an, so wird vorstehendes Verhältniß

$$\text{für } q = 1{,}1 \text{ zu } \quad . \quad \frac{2{,}978 - 1{,}1}{2{,}978 - 1} = 0{,}95,$$

$$\text{für } q = 1{,}3 \text{ zu } \quad . \quad \frac{2{,}978 - 1{,}3}{2{,}978 - 1} = 0{,}85.$$

Mithin gehen, wegen der Unvollkommenheit der Maschine mit Rücksicht auf den Gegendruck im ersten Fall 5, im zweiten 15 Procent der nützlichen Arbeit verloren.

Bei einer Kondensationsmaschine kann man für eine theoretisch vollkommene Wirkung der Luftpumpe $q = 0$ setzen. Daher wird das vorstehende Verhältniß zwischen dem wirklichen mittlern Ueberdruck und demjenigen ohne Gegendruck gleich

$$\frac{p\,(h + h\,z - h_0) - q\,H}{p\,(h + h\,z - h_0)}.$$

Es sei $h = 0{,}15\,H$, $h_0 = 0{,}05\,H$, so dehnt sich der Dampf von h auf $h_0 + H$, also von 1 auf 7 aus. Hiefür wird gemäß Tab. III $z = 1{,}712$; mithin das vorstehende Verhältniß

$$\text{für } q = 0{,}14 \text{ zu } \quad . \quad \frac{1{,}784 - 0{,}14}{1{,}784} = 0{,}92,$$

$$\text{für } q = 0{,}30 \text{ zu } \quad . \quad \frac{1{,}784 - 0{,}30}{1{,}784} = 0{,}82.$$

Wegen der Unvollkommenheit der Kondensation gehen daher bei der ersten Maschine 8, bei der zweiten 18 Procent an Arbeit verloren. Kann bei der ersten Maschine der Gegendruck als ein erreichbarer bezeichnet werden, so ist er entschieden bei der zweiten zu groß. Die letztere leistet auch in der That nur $0{,}82 : 0{,}92 = 0{,}90$ von der Arbeit der erstern.

Einfluß des schädlichen Raumes. Nach Formel (87) ist der wirkliche mittlere Dampfüberdruck gleich

$$p\,\frac{h + h\,z - h_0}{H} - q.$$

Denkt man sich nun eine Maschine ohne schädlichen Raum, so wird $h_0 = 0$ und somit auch unter sonst gleichen Umständen der mittlere Dampfüberdruck größer. Dividirt man den wirklichen Ueberdruck mit demjenigen, welcher der Maschine ohne schädlichen Raum entspricht, so erhält man folgendes Verhältniß

$$\frac{p\,(h + h\,z - h_0) - q\,H}{p\,(h + h\,z) - q\,H}.$$

Es sei bei einer Maschine ohne Kondensation h = 0,3 H und $h_0 = 0{,}03$ H, so dehnt sich der Dampf aus von 1 auf 3,433 und es wird z = 1,111.

Bei derselben Maschine denke man sich nun den schädlichen Raum 2mal größer, also $h_0 = 0{,}06$ H, so dehnt sich der Dampf aus von 1 auf 3,533 und es wird z = 1,160.

Nimmt man noch für beide Fälle p = 5 und q = 1,2 an, so gibt obiges Verhältniß

für den kleinern schädlichen Raum $\frac{3{,}0165 - 1{,}2}{3{,}1665 - 1{,}2} = 0{,}923$,

für den größern schädlichen Raum $\frac{2{,}8665 - 1{,}2}{3{,}1665 - 1{,}2} = 0{,}847$.

Mithin gehen durch den schädlichen Raum bei der ersten Maschine 7,7, bei der zweiten 15,3 Procent an Arbeit verloren. Die Maschine mit dem 2mal größern schädlichen Raum leistet nur 0,847 : 0,923 = 0,917 von der Arbeit der andern.

Größe z. Formel (87) zeigt, daß die nützliche Arbeit zunimmt mit dem Werthe von z. Dieser Werth soll daher so groß als möglich sein. Er ist jedoch abhängig vom Ausdehnungsverhältniß, also von der Anfangs- und Endspannung. Die Anfangsspannung ist bedingt durch die Festigkeitsverhältnisse des Kessels und die Endspannung vom Gegendruck.

Der Werth von z ist unter der Voraussetzung berechnet und in den Tab. III und IV zusammengestellt, daß Dampfschieber und Dampfkolben dicht schließen und daß keine Wärme von außen zugeführt werde, daß also die Drucklinie die adiabatische Kurve sei.

Schließt der Dampfschieber nach der Arbeitsseite nicht gut, so findet auch während der Expansionsperiode ein Dampfzufluß statt, die Kurve kann daher nicht so rasch sinken wie im Falle des dichten Verschlusses. Daher wird die Expansionsarbeit, also auch der Werth z größer als in der Tabelle.

Schließt der Schieber nach der Abströmungsseite nicht gut, so wird der Gegendruck etwas erhöht und es rückt die Linie d b, Fig. 267, etwas höher.

Entweicht Dampf durch die Kolbenliderung von der Arbeitsseite nach der Gegenseite, so sinkt die Drucklinie C′ B′ rascher als bei gutem Verschluß und es wird der Werth z kleiner und q etwas größer, die Arbeit beider Umstände wegen merklich kleiner.

Sinkt die Druckkurve der Theorie gemäß, so sind entweder Schieber und Kolben vollkommen dicht oder Zufuhr und Abfuhr gleichen sich so aus, daß die Kurve der Theorie entspricht. Es kann daher aus der

Uebereinstimmung der Indikatorkurve mit der theoretischen Linie nicht auf Dichtheit geschlossen werden; ebenso wenig kann aus der Abweichung der Indikatorkurve von der theoretischen geschlossen werden, die letztere sei aus unrichtigen Voraussetzungen abgeleitet worden.

Dampfhülle. Ist der Cylinder mit einem Dampfmantel versehen, so dringt während der Expansionsperiode Wärme ins Innere des Cylinders und steigert die Dampfspannung. In Folge dessen steigt die adiabatische Druckkurve bis gegen die Hyperbel (S. 60 und 71) oder geht selbst über diese hinaus.

Für eine bestimmte Ausdehnung entspreche der Hyperbel der Werth z', der adiabatischen Kurve der Werth z, so ist das Verhältniß der entsprechenden Arbeiten

$$\frac{p\,(h + h\,z' - h_0) - q\,H}{p\,(h + h\,z - h_0) - q\,H}.$$

Nun sei bei einer Kondensationsmaschine $h = 0{,}15\,H$, $h_0 = 0{,}05\,H$, so dehnt sich der Dampf aus von 1 auf 7, dadurch wird für trocknen Dampf $z^1 = 1{,}946$ und $z = 1{,}712$. Nimmt man noch $p = 6$ und $q = 0{,}2$, so wird vorstehendes Verhältniß

$$\frac{6\,.\,0{,}3919 - 0{,}2}{6\,.\,0{,}3568 - 0{,}2} = 1{,}11.$$

Die Arbeiten beider Maschinen verhalten sich daher wie 100 : 111.

In der That haben Versuche gezeigt, daß durch Anwendung des Dampfmantels 9 bis 14 Procent an Arbeit gewonnen werden. Eine genaue Rechnung hierüber, welche alle Vorgänge der Wärmeübertragung berücksichtigt, läßt sich kaum aufstellen. Die Wärme, welche in den Cylinder dringt, hat zur Folge, daß ein entsprechender Theil Dampf im Mantel sich kondensirt. Allein es läßt sich durch direkte Versuche nicht genau ermitteln, wie viel Dampf sich als Wasser niederschlägt. Es muß angenommen werden, daß das Wasser, welches aus dem Mantel abgelassen wird, nicht allein durch Kondensation im Mantel entstanden, sondern daß ein Theil davon durch die Leitung mitgebracht worden sei. Eine Ausscheidung der beiden Theile ist aber schwierig. Zudem kann angenommen werden, es werde nicht alles Wasser im Mantel vom Dampf sich absondern, sondern es gehe ein Theil davon mit in den Cylinder über.

Wenn konstatirt werden soll, welchen Einfluß der Dampfmantel habe, so wird man dieselbe Maschine arbeiten lassen, Tage lang mit und ohne Dampfmantel, jedoch unter sonst gleichen Umständen und je den Betrag an verbrauchtem Speisewasser messen. Braucht alsdann die Maschine per Pferd in der Stunde ohne Mantel 11,6 und mit

Mantel 10,5 Kil. Wasser, so ist durch das Verhältniß von 105 : 116 oder 1 : 1,105 der Einfluß der Dampfhülle für diese Maschine und den gewählten Expansionsgrad 2c. nachgewiesen.

Es läßt sich für das Dampfhemd hervorheben, daß das Wasser, welches sich im Zwischenraum bildet, in der für die Arbeit günstigsten Form abgeht, d. h. nur die Flüssigkeitswärme mitnimmt, die latente Wärme dagegen ganz auf äußere Arbeit verwendet. Im Cylinder wird zwar auch ein Theil Dampf zu Wasser; doch verbleibt weitaus der größte Theil Dampf und nimmt sowohl Flüssigkeits- wie innere Dampfwärme beim Austritt mit.

Man denke sich neben dem großen Dampfkessel, welcher den Dampf für den Cylinder, bei gewöhnlicher Temperatur von 150° bis 160°, liefern soll, noch einen zweiten kleinern Kessel aufgestellt, der Dampf von 180°—200° in den Mantel liefert, so wird dadurch die Temperaturdifferenz zwischen Mantel und Cylinderinhalt erheblich gesteigert und dadurch mehr Wärme aus dem Mantel übergeführt. Versuche müßten zeigen, ob auf diesem Weg ein weiterer Gewinn an Arbeit erzielt werden könnte.

Drosseln des Dampfes. Bei den Volldruckmaschinen fällt die Wirkung des gedrosselten Dampfes nur deßhalb ungünstig aus (S. 414), weil sich dabei der Einfluß des Gegendruckes stärker geltend macht als bei frischem Dampf von höherer Spannung. Bei den Expansionsmaschinen kommt noch ein zweiter ungünstiger Umstand hinzu. Der gedrosselte Dampf nimmt nämlich im Cylinder einen größern Raum ein als der gesättigte, aus dem er entstanden. Daher ist der gedrosselte keiner so großen Expansion mehr fähig wie der andere. Der Gewinn an Arbeit, der durch die Expansion entsteht, vermindert sich daher sehr rasch mit dem Grad der Drosselung. Daher nähert sich die Maschine einer Volldruckmaschine mit schwachem Ueberdruck. Es läßt sich in der That für eine gegebene Arbeit eine Drosselung denken, bei welcher die Maschine eine eigentliche Volldruckmaschine wird, bei welcher der Vortheil der Expansion daher wegfällt.

Aus diesem Grunde haben die Steuerungen, welche die Füllung des Cylinders durch den Regulator, je nach dem Kraftbedarf, reguliren, eine entschiedene Ueberlegenheit vor denjenigen, welche durch Drosseln des Dampfes reguliren. Corliß hat daher wohl den größten Fortschritt gebracht, welchen der Dampfmaschinenbau in neuerer Zeit zu verzeichnen hat.

Netto-Dampfverbrauch. Verfährt man wie auf S. 415 bei Bestimmung des Dampfbedarfes für Volldruckmaschinen und unter Beibehaltung gleicher Bezeichnung, so erhält man für Expansions-

maschinen das Gewicht Dampf, welches per Pferd in der Stunde verbraucht wird, durch den Ausdruck

$$(90) \qquad \frac{26{,}1}{K K_1 m} \cdot \frac{G\left(\frac{h}{H}\right)}{p\,\frac{h + h z - h_0}{H} - q}.$$

Diese Formel ist für die Konstruktion der Dampfmaschinen sehr wichtig. Denn in der Oekonomie des Betriebes ist der Dampfverbrauch der maßgebendste Faktor. Je mehr dieser Werth heruntergebracht wird, um so größer die Erfolge des Konstrukteurs. Aus der Formel geht nun hervor:

a. Es soll der Koefficient K groß sein. Dieß wird nur möglich, wenn durch die Steuerung ein Diagramm erreicht wird, das möglichst nahe dem theoretischen kommt.

b. Es soll K_1 groß, d. h. der gesammte Widerstand der Maschine klein sein, was nur durch einfache Einrichtung und sorgfältige Arbeit möglich ist.

c. Es soll die in der Mischung enthaltene Dampfmenge m groß, d. h. es soll der Dampf möglichst trocken sein. Der Wassergehalt übt zwar einen Einfluß auf die Größe z aus, der aus der Tab. IV ersichtlich ist, in dem Sinne, daß z zunimmt, wenn m abnimmt, gleichwohl leistet trockner Dampf nach §. 18, S. 69, mehr als feuchter.

d. Es soll das Verhältniß h : H klein sein, der Cylinder daher eine schwache Füllung erhalten. Dieser Forderung entsprechen die Volldruckmaschinen gar nicht, die Expansionsmaschinen ohne Kondensation nur theilweise, da die Endspannung sich mindestens über 1,3 Atm. halten soll; dagegen kann ihr durch die Expansionsmaschinen Genüge geleistet werden, einerseits, indem man die Endspannung auf 0,4 bis 0,35 Atm. heruntergehen läßt und die Anfangsspannung so hoch steigert, als es der Zustand des Kessels gestattet.

e. Es soll der mittlere Dampfüberdruck, welcher den Nenner des zweiten Bruches bildet, groß sein. Dieß wird erreicht, wenn die Anfangsspannung p groß, der Gegendruck q klein und ebenso der schädliche Raum klein wird.

Anwendung auf eine Expansionsmaschine ohne Kondensation. Es sei die Anfangsspannung $p = 6$ Atm., die Endspannung $= 1{,}35$ Atm., also ihr Verhältniß $= 0{,}225$. Für Dampf mit 10% Wassergehalt wird hiefür die Ausdehnung 1 auf 3,75 und der Werth $z = 1{,}219$. Es sei $h_0 = 0{,}04$ H; folglich $h_0 + H = 1{,}04$ H. Da nun $h_0 + H = 3{,}75$ h, so wird $h = 0{,}28$ H. Ferner ist

$G = 3{,}179$ und endlich sei $q = 1{,}15$ und $K\,K_1 = 0{,}72$, so gibt der Ausdruck (90)

$$\frac{26{,}1}{0{,}72\,.\,0{,}90}\cdot\frac{3{,}179\,.\,0{,}28}{6\,(0{,}28 + 0{,}28\,.\,1{,}219 - 0{,}04) - 1{,}15} = 15{,}35 \text{ Kil.}$$

Mithin bedarf diese Maschine unter günstigen Bedingungen einen Netto-Aufwand an Dampf von 15,4 Kil., also wohl einen Brutto-Aufwand von 16 bis 16,5 Kil. per Pferd in der Stunde. (S. Dampfverlust S. 416.)

Anwendung auf eine Expansionsmaschine mit Kondensation. Es sei wieder $p = 6$ Atm., daher $G = 3{,}179$. Es werde auch hier $m = 0{,}90$ angenommen. Ferner sei $h = 0{,}15\,H$, $h_0 = 0{,}04\,H$, so dehnt sich der Dampf aus von 1 auf 7; daher $z = 1{,}730$. Man setze noch $q = 0{,}17$ und $K\,K_1 = 0{,}69$, so gibt Formel (90)

$$\frac{26{,}1}{0{,}69\,.\,0{,}90}\cdot\frac{3{,}179\,.\,0{,}15}{6\,(0{,}15 + 0{,}15\,.\,1{,}73 - 0{,}04) - 0{,}17} = 9{,}80 \text{ Kil.}$$

Gebrüder Sulzer garantiren für größere Maschinen einen Wasserverbrauch von 8,9 Kil. in der Stunde für jede indicirte Pferdekraft und für jede effektive $8{,}9 \times \frac{100}{85} = 10{,}4$ Kil. bei normaler Kesselanlage, beziehungsweise gewöhnlichem Wassergehalt des Dampfes. Diese 10,4 Kil. sind der Brutto-Verbrauch. Er schließt in sich: den Verbrauch durch den Cylinder, denjenigen durch den Dampfmantel und endlich den durch die Undichtheiten des Kolbens und der Ventile. Nimmt man die beiden letztern Theile zusammen zu 0,09 des Brutto-Bedarfes an, so bleibt für den Verbrauch durch den Cylinder 9,46 Kil., also annähernd ein Werth, wie er oben berechnet wurde.

5.

Wirkungsgrad der Dampfanlagen.

a. Wirkungsgrad der Maschinen.

Carnot'scher Wirkungsgrad. Beim Carnot'schen Kreisproceß bestehen Dampfkessel, Dampfleitung und Dampfcylinder aus einem Gefäß (S. 47); die Expansion des Dampfes geht so weit, daß seine Endspannung gleich ist dem Gegendruck und endlich tritt das Wasser wieder mit einer Temperatur in den Kessel, mit welcher der Dampf ihn verlassen hat.

Es seien t und t_1 die Temperaturen des Dampfes beim Eintritt in den Cylinder und beim Austritt aus demselben, so wird nach Carnot von der gesammten aufgewendeten Wärme derjenige Theil, welcher

dem Temperaturgefälle $t - t_1$ entspricht, in äußere Arbeit umgesetzt. Es ist daher das Verhältniß zwischen diesem Theil und der gesammten Wärme (S. 50) oder der Carnot'sche Wirkungsgrad

$$(91) \qquad C = \frac{t - t_1}{273 + t}.$$

Physikalischer Wirkungsgrad für vollständige Expansion. Der wirkliche Kreisproceß ist nun aber ein anderer, weniger vollkommener, daher auch der effektive Wirkungsgrad ein kleinerer.

Es seien bei diesem Processe t und t_1 dasselbe wie oben und außerdem t_0 die Temperatur des Speisewassers, c die mittlere specif. Wärme des Wassers innerhalb der bezeichneten Temperaturen. Der Dampf verlasse den Kessel feucht und es seien m und m_1 die Gewichte an Dampf, welche in 1 Kil. der Mischung, wie sie den Kessel und den Cylinder verläßt, enthalten ist und endlich r und r' die Verdampfungswärmen, welche den Temperaturen t und t_1 entsprechen, so ist die Wärme, welche der Kessel jedem Kil. Wasser mitzutheilen hat $= c(t - t_0) + m r$. Während dieser Dampf im Cylinder arbeitet, sinkt $m r$ auf $m_1 r_1$ und die Anfangstemperatur t auf t_1; daher geht eine Wärmemenge $= m r - m_1 r_1 + c(t - t_1)$ in Arbeit über. Hätte der Dampf beim Austritt keinen Gegendruck zu überwinden, also keine äußere Arbeit zu leisten, wie dieß auf S. 69 angenommen wurde, so wäre $m_1 \varrho_1$ statt $m_1 r_1$ in den letzten Ausdruck zu setzen, wo ϱ_1 die innere latente Wärme des Dampfes bezeichnet. Es ist daher bei einer wirklichen, jedoch vollkommen gedachten, Dampfmaschine das Verhältniß zwischen der Wärme, welche äußere Arbeit liefert und der aufgewendeten Wärme, d. h. der physikalische Wirkungsgrad

$$(92) \qquad \varphi = \frac{m r - m_1 r_1 + c(t - t_1)}{m r + c(t - t_0)}.$$

Dieser Werth wird groß, wenn das Cylinder-Temperaturgefälle $t - t_1$ groß, das Kessel-Temperaturgefälle $t - t_0$ dagegen klein wird. Bei Maschinen ohne Kondensation kann t_1 sinken bis auf 100^0, entsprechend einem Gegendruck von 1 Atm.; bei Maschinen mit Kondensation bis auf t_0, d. h. es kann das Speisewasser dem Kondensationswasser entnommen werden. Bei Maschinen ohne Kondensation kann der abgehende Dampf benützt werden, um das Speisewasser vorzuwärmen und zwar unter Anwendung einer unendlich großen Oberfläche des Vorwärmers bis auf t. Wenn dieser Werth auch nicht erreicht wird, so kann er doch als Grenze, welche anzustreben ist, bezeichnet werden.

Der physikalische Wirkungsgrad ist kleiner als der Carnot'sche. Bezeichnet man das Verhältniß beider mit e, so ist

(93) $$\varphi = e\,C = e\,\frac{t - t_1}{t}.$$

Diese Größe e charakterisirt den Grad der Unvollkommenheit des Kreisprocesses, weßhalb wir sie Koefficient des mangelhaften Kreisprocesses nennen wollen.

Anwendung auf eine Maschine ohne Kondensation. Der Dampf dehne sich von 6 auf 1,2 Atm. aus, so wird $t = 159^0$, $t_1 = 105^0$; $r = 494$ und $r_1 = 533$. Es sei $m = 1$, so wird nach Formel (18), S. 65, $m_1 = 0{,}9073$. Nimmt man noch $c = 1{,}015$ und $t = 100^0$ an, so wird

$$\varphi = \frac{494 - 0{,}9073\,.\,533 + 1{,}015\,.\,54}{494 + 1{,}015\,.\,59} = 0{,}1177,$$

$$C = \frac{159 - 105}{273 + 159} = 0{,}1250;\ e = \frac{0{,}1177}{0{,}125} = 0{,}941.$$

Mithin werden beim Carnot'schen Kreislauf 12,5 und beim wirklichen 11,77 Procent der aufgewendeten Wärme in äußere Arbeit umgesetzt. Der wirkliche Kreislauf liefert daher 94,1 Procent vom Carnot'schen.

Der wirkliche Kreislauf fällt darum so günstig aus, weil die Temperatur des Speisewassers sehr hoch vorausgesetzt wurde. Wird dieses Wasser nicht vorgewärmt, also etwa $t_0 = 10^0$ angenommen, so ist

$$\varphi = 0{,}0995;\ e = 0{,}798,$$

der Kreislauf daher weit unvollkommener, indem er nur 79,8 Procent vom Carnot'schen liefert.

Anwendung auf eine Maschine mit Kondensation. Der Dampf dehne sich aus von 6 auf 0,2 Atm., daher wird $t = 139^0$, $t_1 = 60^0$, $r = 494$ und $r_1 = 549$. Es sei $m = 1$, so wird $m_1 = 0{,}8546$. Nimmt man $c = 1{,}015$ und $t_0 = 30^0$ an, so wird

$$C = 0{,}229,\quad \varphi = 0{,}201,\quad e = 0{,}877.$$

Mithin verwerthet die Maschine 20,1 Procent der aufgewendeten Wärme, jedoch wegen mangelhaften Kreisprocesses nur 87,7 Procent dessen, was der Carnot'sche Proceß geben würde.

Bei Ableitung der Formel (92) wurde auf die Verluste nicht Rücksicht genommen, welche die Steuerung, die Reibungswiderstände, der schädliche Raum des Cylinders 2c. herbeiführen. Die Ursache, warum gleichwohl die als vollkommen vorausgesetzten Maschinen einen so niedrigen Wirkungsgrad geben, ist leicht zu erkennen. In Formel (92) bezeichnet der Zähler $m\,r - m_1\,r_1 + c\,(t - t_1)$ die Wärme, welche auf äußere Arbeit verwendet wird, d. h. die Wärmeänderung, welche

der Dampf in der Maschine erleidet. Nun ist die Zahl $m_1 r_1$ nur wenig kleiner als $m r$; die Wärmeabnahme hängt also hauptsächlich von dem Gliede $c(t - t_1)$ ab, d. h. von der Abnahme der Flüssigkeitswärme. So ist z. B. im ersten der beiden vorstehenden Beispiele

$$m r - m_1 r_1 = 494 - 483{,}6 = 10{,}4; \quad c(t - t_1) = 54{,}8.$$

Von der Wärme, welche die Erzeugung des dampfförmigen Zustandes erfordert, wird daher nur ein kleiner Theil in äußere Arbeit umgesetzt; der größere Theil wird aus der Maschine abgeführt und geht entweder für diese Arbeit ganz oder zum größern Theil verloren, ganz, wenn der Dampf in die Atmosphäre abgelassen wird, ohne weiter mehr verwendet zu werden, theilweise nur, wenn das Speisewasser damit vorgewärmt wird. Die Aenderung des Aggregatszustandes ist eine Nothwendigkeit, allein sie findet statt auf Unkosten des Wirkungsgrades.

Physikalischer Wirkungsgrad für unvollständige Expansion. In Wirklichkeit findet die Expansion nur während des Weges CB, Fig. 267, statt, während sie bei Ableitung des letzten Wirkungsgrades bis E vorausgesetzt wurde.

Es bezeichne nun z_0 für vollständige Expansion, was z für unvollständige, so wird, wenn die Volldruckarbeit mit 1 dargestellt wird, diejenige für die beiden Expansionen z_0 und z sein. Daher ist das Verhältniß zwischen der Gesammtarbeit bei unvollständiger Expansion zur Gesammtarbeit bei vollständiger Expansion

$$(94) \qquad \varphi_1 = \frac{1 + z}{1 + z_0}.$$

Diese Größe φ_1 könnte man Koefficient der unvollständigen Expansion nennen. Der physikalische Wirkungsgrad für unvollständige Expansion ist nun nichts anderes als das Produkt

$$(95) \qquad \varphi\, \varphi_1.$$

Für eine Volldruckmaschine ist im günstigsten Falle die Füllung = 0,80; also dehnt sich der Dampf aus von 1 auf 1,25. Hiefür wird nach Tab. III und trocknen Dampf $z = 0{,}220$.

Ist der Dampfdruck anfangs 6 Atm., der Gegendruck 1,2, so wird das Verhältniß beider Drucke $1{,}2 : 6 = 0{,}2$. Also könnte der Dampf sich ausdehnen, bis seine Endspannung auf den Gegendruck heruntergegangen wäre, nach Tab. III von 1 auf 4,14. Hiefür wird $z_0 = 1{,}292$. Daher wird der Koefficient der unvollständigen Expansion

$$\varphi_1 = \frac{1 + 0{,}200}{1 + 1{,}292} = 0{,}532.$$

Mithin werden von der Arbeit, welche bei vollständiger Expansion gewonnen werden könnten, nur 53,2 Procent nützlich.

Da für diesen Kreislauf (S. 430) $\varphi = 0{,}1177$ ist, so wird hier der physikalische Wirkungsgrad

$$\varphi_1 \varphi = 0{,}532 \cdot 0{,}1177 = 0{,}0626.$$

Sinkt bei einer Expansionsmaschine die Dampfspannung von 6 auf 1,4 Atm., so wird für trocknen Dampf $z = 1{,}179$. Würde aber die Spannung, wie oben angenommen, auf 1,2 Atm. heruntergehen, so wäre $z_0 = 1{,}292$. Mithin wird

$$\varphi_1 = \frac{1 + 1{,}179}{1 + 1{,}292} = 0{,}950.$$

Und da (S. 430) $\varphi = 0{,}1177$, so wird das Produkt $\varphi \varphi_1 = 0{,}1118$.

Technischer Wirkungsgrad. Formel (90) gibt die Dampfmenge an, welche eine Dampfmaschine per Pferd in der Stunde verbraucht. Bei der Maschine wird als unvollkommen vorausgesetzt: die Wirkung der Steuerung, das Vorhandensein der Widerstände, des schädlichen Raumes und des Gegendruckes. Es wäre anzunehmen: für eine vollkommene Steuerung $K = 1$, für eine Maschine ohne Widerstände $K_1 = 1$, für eine Maschine ohne schädlichen Raum $h_0 = 0$, für eine Maschine ohne Kondensation als kleinsten Gegendruck $q = 1$ und für eine Maschine mit Kondensation bei vollkommener Wirkung des Kondensators $q = 0$. Setzt man in der That diese Werthe in Formel (90), indem man die genannten kleinsten Werthe von q mit q_1 bezeichnet, so wird für eine Maschine, welche in genannter Weise vollkommen ist, der Dampfverbrauch per Pferd in der Stunde sein

$$\frac{26{,}1}{m} \cdot \frac{G\,h}{p\,h\,(1 + z) - q_1\,H}.$$

Dividirt man diesen idealen Dampfverbrauch mit dem wirklichen, durch Formel (90) angegebenen, so erhält man als gesuchten technischen Wirkungsgrad

$$(96) \qquad K\,K_1 = \frac{p\,(h + h\,z - h_0) - q\,H}{p\,(h + h\,z) - q_1\,H}.$$

Man erkennt, daß der hier vorkommende Faktor

$$(97) \qquad \frac{p\,(h + h\,z - h_0) - q\,H}{p\,(h + h\,z) - q_1\,H}$$

den Einfluß des schädlichen Raumes und des Gegendruckes zusammen darstellt. Nun ist die auf S. 423 berechnete Größe

$$K_2 = \frac{p\,(h + h\,z - h_0) - q\,H}{p\,(h + h\,z) - q\,H}.$$

der Koefficient des schädlichen Raumes. Dividirt man damit die Größe (97), so erhält man als Verhältniß zwischen der Arbeit der Maschine mit Gegendruck zur Arbeit der Maschine, wenn der Gegendruck $q_1 = 1$ oder $= 0$ ist, den Ausdruck

$$K_3 = \frac{p\,(h + h\,z) - q\,H}{p\,(h + h\,z) - q_1\,H}.$$

Es sei für eine Volldruckmaschine: $p = 6$; $q = 1{,}2$; $q_1 = 1$; $h = 0{,}90\,H$; $h_0 = 0{,}05\,H$ und da für trocknen Dampf $z = 0{,}070$ gesetzt werden kann, so wird

$$K_2 = 0{,}934, \quad K_3 = 0{,}959, \quad K_2\,K_3 = 0{,}876.$$

Ferner sei für eine Expansionsmaschine ohne Kondensation: $p = 6$; $q = 1\,15$; $q_1 = 1$; $h = 0{,}28\,H$; $h_0 = 0{,}04\,H$; $z = 1{,}219$, so werden

$$K_2 = 0{,}902, \quad K_3 = 0{,}944, \quad K_2\,K_3 = 0{,}851.$$

Endlich sei für eine Expansionsmaschine mit Kondensation: $p = 6$; $q = 0{,}17$; $q_1 = 0$; $h = 0{,}15\,H$; $h = 0{,}04\,H$; $z = 1{,}730$; mithin

$$K_2 = 0{,}897, \quad K_3 = 0{,}931, \quad K_2\,K_3 = 0{,}835.$$

Diese Werthe von K_2 und K_3 sind für eine starke Dampfspannung, einen kleinen Gegendruck, sowie einen kleinen schädlichen Raum abgeleitet worden; deßhalb müssen sie, wie auch ihre Produkte $K_2\,K_3$, als groß betrachtet werden. Statt 88, 85 und 83 kann man gewöhnlich nur auf 85, 82 und 80 rechnen, bei ungünstigen Anlagen auf noch weniger.

Ersetzt man die Größe (97) durch $K_2\,K_3$, so erhält man unter Benützung von Formel (96) als technischen Wirkungsgrad die Größe

$$(98) \qquad K\,K_1\,K_2\,K_3.$$

Mithin erscheint dieser Wirkungsgrad als ein Produkt aus vier Faktoren. Der erste ist bedingt durch die Steuerung, der zweite durch die Widerstände, der dritte durch den schädlichen Raum und der vierte durch den Gegendruck. Je mehr sich jeder dieser Faktoren der Einheit nähert, um so günstiger wird der Wirkungsgrad der Maschine.

Vom physikalischen Standpunkt aus ist eine Volldruckmaschine sehr unvollkommen gegenüber einer Expansionsmaschine mit Kondensation; vom technischen Standpunkt aus kann jene vollkommener sein als diese.

Für durchaus gute Maschinen kann nun der technische Wirkungsgrad wie folgt angenommen werden:

	$K K_1$	$K_2 K_3$	
bei Vollbruckmaschinen	0,75	. 0,86	= 0,645,
bei Expansionsmaschinen ohne Kondensation	0,72	. 0,84	= 0,605,
bei Expansionsmaschinen mit Kondensation	0,70	. 0,82	= 0,574.

Mithin werden 64, 60 und 57 Procente der Arbeit, welche eine technisch vollkommene Maschine liefern würde, nützlich. Turbinen liefern 70 bis 75 Procent der Arbeit, welche ein technisch vollkommenes Rad geben könnte. Mithin sind diese hydraulischen Motoren den Dampfmaschinen überlegen.

b. Wirkungsgrad der Dampfleitung.

Durch die Leitung, welche den Dampf vom Kessel zur Maschine führt, wird die Spannung des Dampfes verringert, theils wegen der Reibung, theils wegen der Abkühlung.

Durch die Reibung geht keine Wärme verloren. Indem sich der Druck des Dampfes vermindert, wächst das Volumen desselben. Es hat daher die Reibung die Wirkung, daß feuchter Dampf getrocknet und trockener überhitzt wird.

Es seien p_0 und p die Spannungen des Dampfes im Kessel und im Cylinder während des Eintrittes in die Atmosphäre, v die mittlere Kolbengeschwindigkeit und u das Verhältniß zwischen dem Querschnitt des Dampfcylinders und demjenigen der Eintrittsöffnung, so ist die Druckdifferenz $p_0 - p$ proportional der Dichtigkeit des Dampfes [1], also annähernd der Größe p, ferner proportional dem Quadrat der Größen v und u. Bezeichnet daher c eine Konstante, so kann man, besondere Querschnittsänderungen und Biegungen der Leitung abgerechnet, schreiben:

$$p_0 - p = c\, p\, v^2 u^2. \quad (99)$$

Für normale Verhältnisse und Metermaße kann man annehmen

$$c = 0{,}00012.$$

Wenn $p = 6$, $v = 0{,}8^m$ und $u = 25$, so wird nach (99)

$$p = \frac{p_0}{1{,}048} = 5{,}725,$$

d. h. es gehen 0,275 Atm. Druck durch die Leitung verloren.

Die Abkühlung ist nach Formel (41), S. 180, zu beurtheilen. Sie hängt ab von der Größe der Abkühlungsfläche, der Differenz der Temperaturen des Dampfes in der Leitung und der umgebenden Luft;

[1] Morin, Leçons de mécanique practique, 3e partie, 1846, pag. 150.

ferner von dem Umstand, ob diese Luft ruhig sei oder ob Zug herrsche, ob die Leitung eingehüllt sei ꝛc.

Unter sehr ungünstigen Umständen kann die Abkühlung auf 6 und mehr Procent der im Dampf enthaltenen Wärme ansteigen.

Um den Wirkungsgrad der Leitung darzustellen, denken wir uns das eine Mal, die Leitung sei vollkommen, d. h. ohne Spannungsverlust, das andere Mal mit Spannungsverlust, jedoch so, daß die Maschine in beiden Fällen gleiche Arbeit verrichtet, so wird unter sonst gleichen Umständen der mittlere Dampfdruck derselbe sein müssen. Mithin muß im zweiten Fall wegen der geringern Anfangsspannung die Füllung größer werden.

Es seien nun p_1, h_1, m_1, z_1 und G_1 für den zweiten Fall, was p, h, m, z und G für den ersten, so erhält man zunächst als Bedingung eines gleichen mittleren Dampfdruckes, den Gegendruck als gleich vorausgesetzt:

$$p\,(h + h\,z - h_0) = p_1\,(h_1 + h_1\,z_1 - h_0),$$

woraus als unbekannte Größe folgt

$$(100) \qquad h_1\,(1 + z_1) = \frac{p\,(h + h_1\,z - h_0)}{p_1} - h_0.$$

Ist vermittelst dieser Gleichung und der Tab. IV der Werth von h_1 berechnet, so schreibe man den Dampfverbrauch, unter Benützung der Formel (90), für beide Fälle an, dividire den Verbrauch der vollkommenen Leitung durch denjenigen der mangelhaften, so erhält man als Wirkungsgrad der wirklichen Leitung, indem man die Größen K, K_1 und H als gleich betrachtet:

$$(101) \qquad \omega_2 = \frac{m_1}{m} \cdot \frac{G\,h}{G_1\,h_1}.$$

Es sei, um für einen grellen Fall die Anwendung zu zeigen, $p = 6$, $h_0 = 0{,}04\,H$, $h = 0{,}15\,H$, $m = 1$, somit (Tab. III) $z = 1{,}712$. Der Dampf verliere in der Leitung 0,08 seiner Wärme, also auffallend viel, so wird der ursprüngliche Wärmegehalt 655 verringert um $0{,}08 \,.\, 655 = 52{,}4$ Kalorien, so daß er beim Eintritt in den Cylinder noch beträgt 602,6 Kal.

Durch diesen Verlust, sowie durch die Reibung reducire sich die Spannung auf 5 Atm., so wird sich ein Theil Dampf kondensiren. Daher wird man zur Bestimmung der noch übrig bleibenden Dampfmenge haben (Tab. II)

$$m_1 \,.\, 499{,}2 + 152{,}2 = 602{,}6,$$

woraus folgt $m_1 = 0{,}902$ Kil., ein Werth, der bei Ermittelung von z_1 nöthig wird.

Setzt man nun diese Größen in (100), so findet man

$$h_1 (1 + z_1) = 0{,}452 \text{ H}.$$

Die zusammen gehörenden Werthe von h_1 und z_1 können nun mittelst Tab. IV durch Probiren bestimmt werden.

Nimmt man z. B. $h_1 = 0{,}17$ H an (nämlich größer als oben ohne Druckverlust), so wird $(h_0 + H) : h = 6{,}12$, also für Dampf von 0,10 Wassergehalt $z_1 = 1{,}623$. Dadurch wird das Produkt $h_1 (1 + z_1) = 0{,}446$ H, also nur wenig kleiner als 0,452 H.

Nimmt man dagegen $h_1 = 0{,}18$ H, so wird $(h_0 + H) : h = 5{,}78$, somit $z_1 = 1{,}578$ und das Produkt $h_1 (1 + z_1) = 0{,}464$ H, also größer als 0,452 H.

Mithin muß h_1 zwischen 0,17 H und 0,18 H liegen, jedoch nahe beim erstern Werth. Ein weiterer Versuch zeigt, daß $h_1 = 0{,}173$ H angenommen werden kann.

Nun ist für Dampf von 6 Atm. $G = 3{,}179$ und für 5 Atm. $G_1 = 2{,}680$. Mithin gibt Formel (101) als gesuchten Wirkungsgrad

$$\frac{0{,}902}{1{,}000} \cdot \frac{3{,}179 \,.\, 0{,}15}{2{,}680 \,.\, 0{,}173} = 0{,}928.$$

Mithin gehen durch die Leitung 7,2 Procente der Arbeit, welche durch eine vollkommene Leitung erzielt werden könnte, verloren.

c. Wirkungsgrad der gesammten Dampfanlage.

Es kann sich um die Frage handeln, wie viel von der Wärme, welche im Brennstoff enthalten ist, durch die Dampfmaschine in nützliche Arbeit umgesetzt werde. Am Endergebniß sind betheiligt: die Art der Verbrennung, der Kessel, die Leitung und die Maschine.

Es sei die aus dem Brennstoff bei vollkommener Verbrennung erhältliche Wärme = 1, dagegen die bei der wirklichen Verbrennung entwickelte $= \omega_1$, so wird davon eine Wärmemenge $= \omega\,\omega_1$ in den Kessel übergehen, wenn der Wirkungsgrad des Kessels mit ω bezeichnet wird (S. 94). Hievon gibt die Leitung (S. 435) einen Theil $= \omega\,\omega_1\,\omega_2$ an die Maschine ab.

Von dieser Wärme macht der Carnot'sche Kreislauf nutzbar den Betrag C, der wirkliche Kreislauf jedoch bei vollständiger Expansion den Betrag C e und bei unvollständiger Expansion den Betrag $C\,e\,\varphi_1$.

Wegen der technischen Unvollkommenheit der Maschine wird dieser Werth im Verhältniß von 1 zu $K\,K_1\,K_2\,K_3$ kleiner. Daher ist für die gesammte Anlage der

$$\text{Wirkungsgrad} = \omega\,\omega_1\,\omega_2 \,.\, C\,e\,\varphi_1 \,.\, K\,K_1\,K_2\,K_3.$$

Bei einer guten Maschine mit Expansion und Kondensation sei:

Wirkungsgrad der Verbrennung, des Kessels und der Leitung . . .	0,92 . 0,72 . 0,97 = 0,66,
Physikalischer Wirkungsgrad in der Maschine	0,20 . 0,85 . 0,95 = 0,16,
Technischer Wirkungsgrad . . .	0,72 . 0,83 = 0,60.
Mithin Wirkungsgrad der ganzen Anlage	0,66 . 0,16 . 0,60 = 0,0634.

Mithin werden von der im Brennstoff enthaltenen Wärme nur $6\frac{1}{3}$ Procent oder cirka $\frac{1}{16}$ als Arbeit nützlich.

Denkt man sich jeden der zehn Faktoren, aus welchen der Wirkungsgrad der Anlage besteht, durchschnittlich um 4% oder im Verhältniß von 1 : 1,04 vergrößert, so nimmt der gesammte Wirkungsgrad zu im Verhältniß von

$$1 : (1,04)^{10} = 1 : 1,48.$$

Mithin würde man nahe die $1\frac{1}{2}$fache Arbeit erhalten.

Der Industrielle beurtheilt häufig die Zweckmäßigkeit der Dampfanlage nach der Brennstoffmenge, welche die Maschine per Pferdekraft in der Stunde bedarf. Da hiebei die Qualität des Brennstoffes von wesentlichem Einfluß ist, so wird richtiger die Dampfmenge angegeben, welche eine Pferdekraft in der Stunde verbraucht. Ganz ebenso könnte man auch die Anzahl Pferde angeben, welche 1 Kil. Dampf in der Zeiteinheit, z. B. der Minute, zu leisten vermag.

Für gute Steinkohlen und gute Dampfeinrichtungen kann man durchschnittlich annehmen:

	Kohlenverbrauch per Pferd in 1 Stunde.	Dampfverbrauch per Pferd in 1 Stunde.	Anzahl Pferde per 1 Kil. Dampf in 1 Minute.
Volldruckmaschinen	$4{,}15^{K}$	$27{,}0^{K}$	2,22
Expansionsm., ohne Kondensation	2,49	16,2	3,70
Expansionsm., mit Kondensation	1,66	10,8	5,55.

Sechster Abschnitt.

Eigenthümlichkeiten verschiedener Gattungen von Dampfmaschinen.

In diesem Abschnitte sollen die wichtigsten Gattungen von Dampfmaschinensystemen behandelt werden, mit specieller Rücksicht auf die Zwecke, für welche die eine und die andere sich eignet.

Zunächst haben wir diejenigen Dampfmaschinen, bei denen der Kolben in eine geradlinig wiederkehrende Bewegung versetzt wird, die sog. Cylindermaschinen, und diejenigen, bei denen ein Kolben in rotirende Bewegung versetzt wird, oder rotirende Maschinen, zu unterscheiden. Die Letzteren sind bereits in den verschiedensten Anordnungen versuchsweise ausgeführt worden, und doch haben sie bisher in der Praxis sich nicht einbürgern können. Die im regelmäßigen Gebrauche stehenden Dampfmaschinen sind durchgängig Cylindermaschinen.

Je nachdem man den Dampf während eines vollen Kolbenhubes mit der ursprünglichen Spannung wirken läßt, oder die Wirkung des frischen Dampfes nur auf einen Theil des Cylinderinhaltes beschränkt, während im andern Theile der Dampf durch Expansion Arbeit verrichtet, unterscheidet man Volldruck- und Expansionsmaschinen. Die Expansionsarbeit wird entweder in demselben Cylinder verrichtet, in welchen der frische Dampf einströmt (eincylindrige Expansionsmaschinen), oder es sind zwei Cylinder vorhanden, der eine für die Wirkung des frischen Dampfes ohne alle Expansion oder mit einem geringen Expansionsgrade, und der andere lediglich für die Wirkung des sich expandirenden Dampfes (Woolf'sche Maschinen). Von den Letzteren wird unter 1. gehandelt werden.

Eine andere Klasse von zweicylindrigen Maschinen bilden die sog. Zwillingsmaschinen mit rechtwinklig verstellten Kurbeln, die man lediglich deßhalb anwendet, um mit einem möglichst geringen Schwungrad-

gewicht oder selbst ohne jedes Schwungrad einen regelmäßigen Gang zu erzielen. Sie bilden den Gegenstand von 2.

Erfordert die Arbeitsmaschine nur eine geradlinig hin und her gehende Bewegung, so kann man die Kolbenstange der Arbeitsmaschine direkt oder durch Vermittelung eines Balanciers mit der Kolbenstange der Dampfmaschine in Verbindung setzen, indem man jede rotirende Bewegung umgeht oder dieselbe nur zu dem Zwecke einschaltet, um ein Schwungrad in Betrieb zu setzen. Wir haben einen solchen Fall schon bei den Dampfpumpen (S. 190) kennen gelernt. In weit größerem Maßstabe findet man aber dieses Princip bei den sog. Cornwallmaschinen, die zur Hebung von großen Wassermengen bestimmt sind, ausgebeutet. Diese werden unter 3. besprochen werden.

In ähnlicher Weise können auch Cylindergebläse unmittelbar betrieben werden, sog. Dampfgebläse (4), und hieran schließen sich Dampfhämmer (5) und Dampframmen (6).

Maschinen zum Transportiren und Heben von Lasten dagegen müssen stets auf eine Welle eine rotirende Bewegung übertragen, und zwar so, daß die Möglichkeit vorhanden ist, die Welle sowohl nach der einen, als nach der andern Richtung umzutreiben. Maschinen dieser Art sind Schiffsmaschinen (7), Lokomotiven (8), Fördermaschinen (9) und Dampfkrahnen (10).

Ferner bilden die Lokomobilen (11) oder transportabeln Dampfmaschinen eine besondere Gattung. Sie sind so konstruirt, daß sie leicht versetzbar sind, und ruhen zur beliebigen Ortsveränderung durch eine äußere Kraft (Menschen- oder Thierkraft) auf beweglichen Gestellen auf.

In 12. endlich wird von den rotirenden Dampfmaschinen die Rede sein.

1.

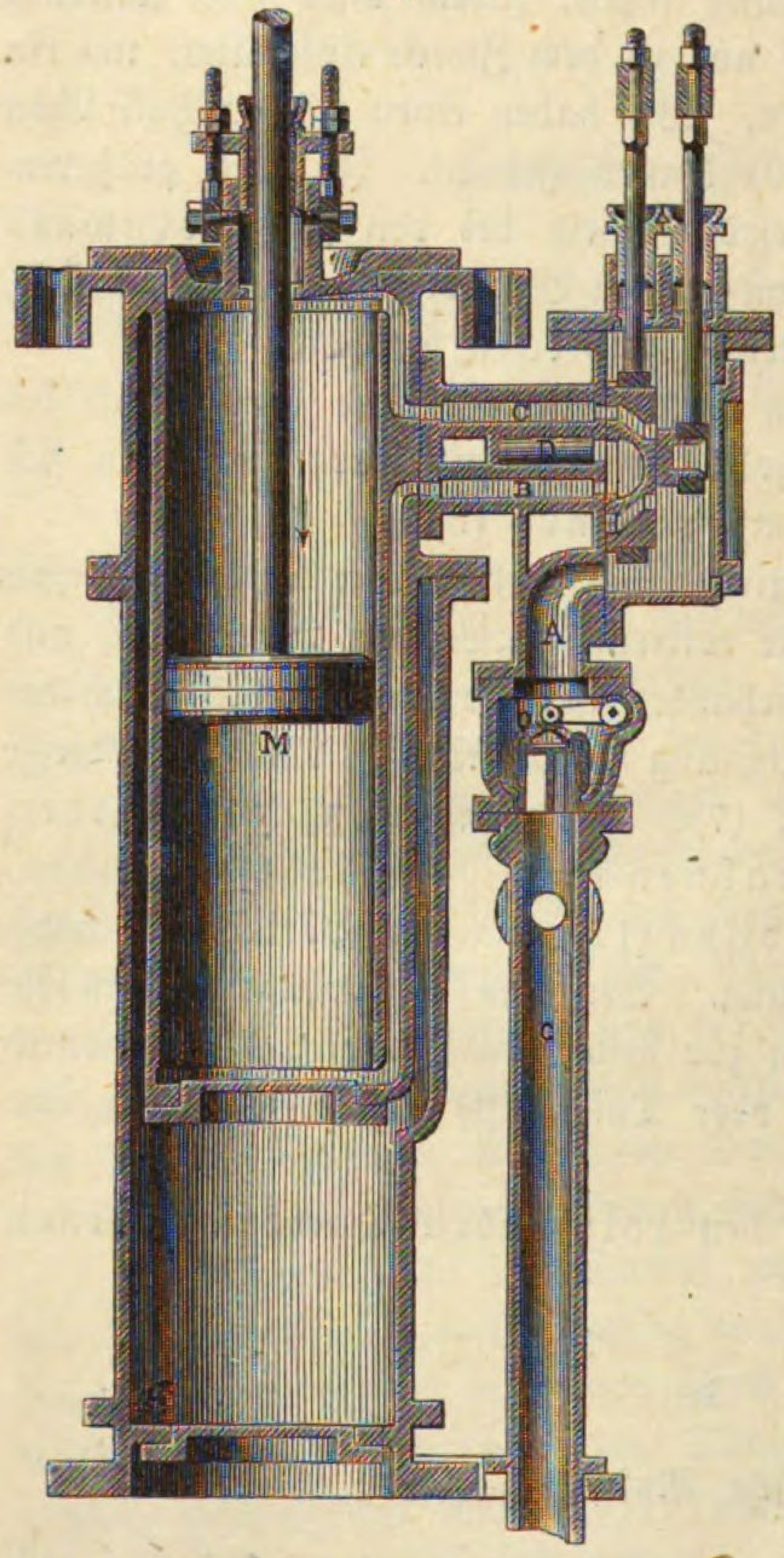
Woolf'sche Maschinen.

Die Woolf'sche Maschine hat zwei Cylinder, einen kleineren und einen größeren, deren Kolben die ihnen ertheilte Bewegung auf eine gemeinschaftliche Welle übertragen. Beide Cylinder sind in geeigneter Weise durch Dampfwege, die vermittelst der Steuerung nach Bedürfniß geöffnet und geschlossen werden, unter einander verbunden. Der frische Kesseldampf tritt zunächst in den kleinen Cylinder, wirkt hier durch Volldruck oder mit einem geringen Expansionsgrade und strömt dann in den großen Cylinder über, in welchem er sich ausdehnt und durch Expansion arbeitet. Nach seiner Wirkung geht der Dampf aus dem

großen Cylinder in den Kondensator über, der einen wesentlichen Bestandtheil der Woolf'schen Maschine bildet.

In Fig. 269 und 270 sind die beiden Cylinder M und N einer Woolf'schen Maschine mit ihren Steuerungen dargestellt. Der frische

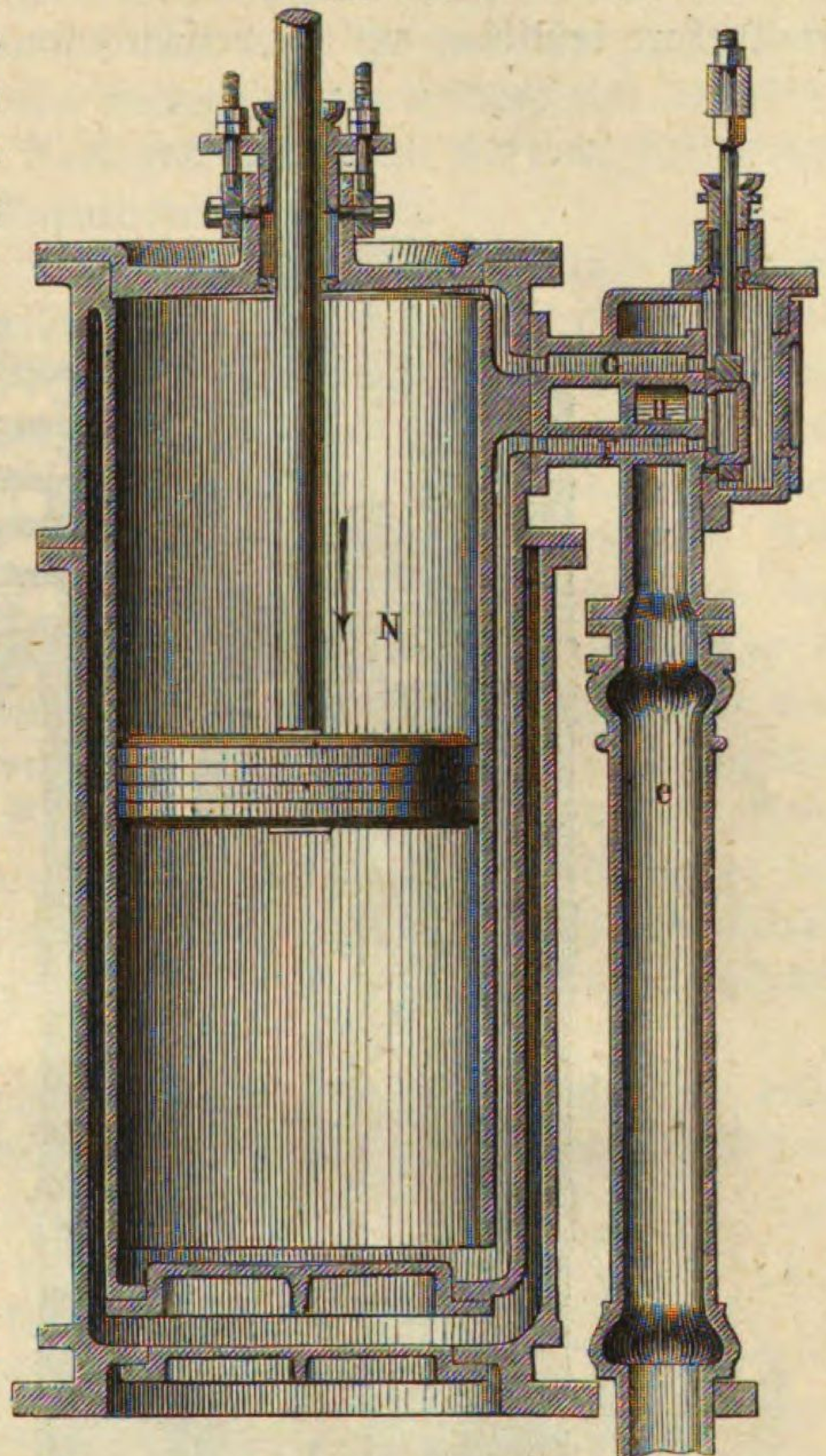
Fig. 269.



Dampf gelangt durch das Dampfrohr c und den Kanal A in die Schieberkammer des kleinen Cylinders, in welcher sich, wie bei einer gewöhnlichen eincylindrigen Maschine, ein Vertheilungsschieber und ein Expansionsschieber befinden. Bei der in der Zeichnung angenommenen Stellung strömt der Dampf durch die obere Oeffnung des Vertheilungsschiebers, die im Augenblicke durch den Expansionsschieber noch offen erhalten wird, in den Dampfweg C über und schiebt den Kolben des kleinen Cylinders nach unten. Der unterhalb dieses Kolbens befindliche Dampf entweicht durch den Dampfweg B und die Muschel des Vertheilungsschiebers in den Dampfweg D und geht aus diesem durch ein möglichst kurzes Verbindungsrohr in die Schieberkammer des großen Cylinders über. Hier ist nur ein Schieber und zwar ein gewöhnlicher Vertheilungsschieber vorhanden, der bei seinem gegenwärtigen Stande den Dampf durch den Dampfweg G über den Kolben des großen Cylinders N führt, während der unterhalb dieses Kolbens befindliche Dampf durch den Dampfweg F und die Muschel des Vertheilungsschiebers in den Dampfweg H und aus diesem durch das Verbindungsrohr e in den Kondensator übergeht. Bei der umgekehrten Bewegungsrichtung der beiden Kolben geht der frische Dampf durch den Dampfweg B unter den kleinen Kolben, der oberhalb des kleinen Kolbens

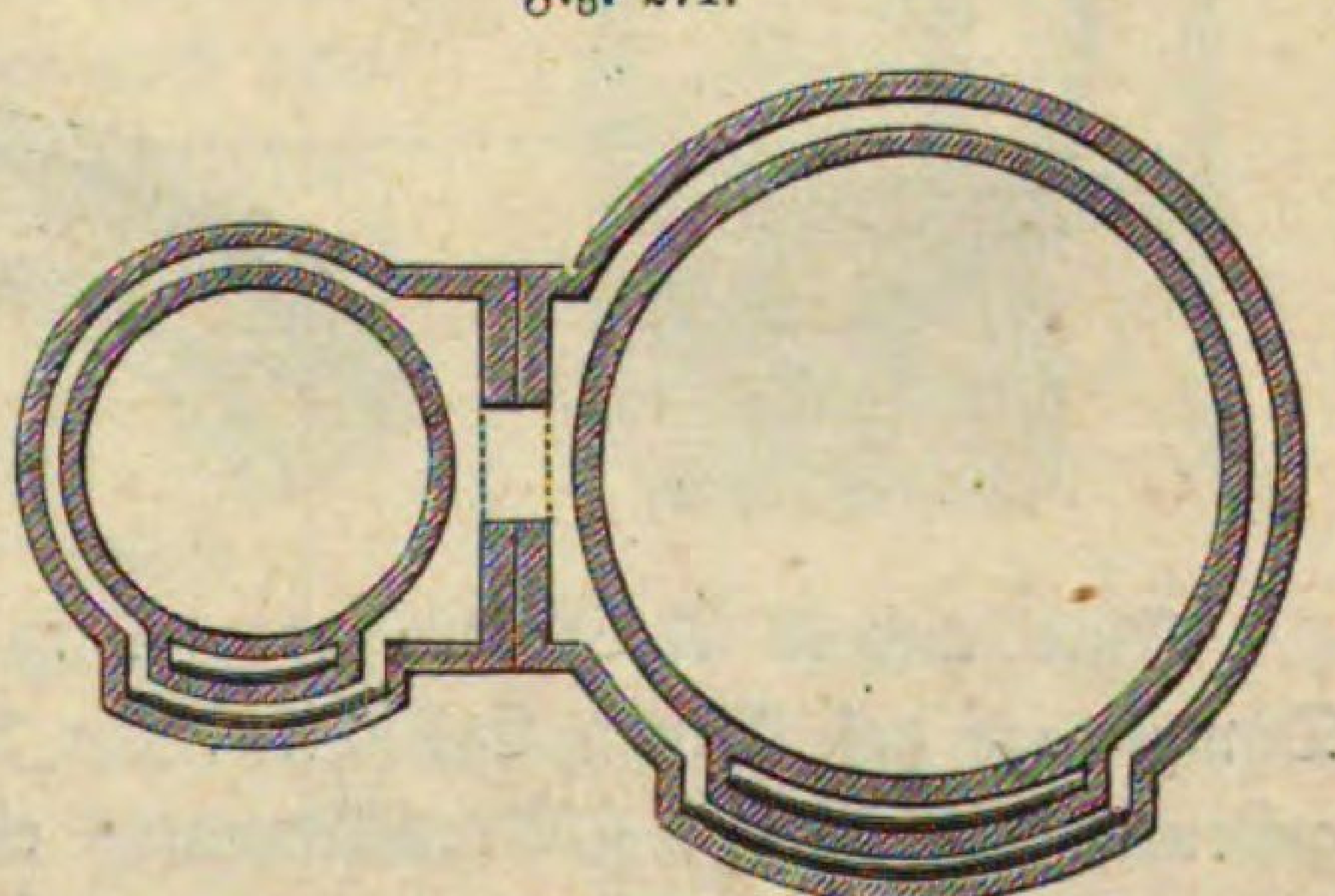
befindliche Dampf durch die Dampfwege C und D nach der Schieberkammer des großen Cylinders und aus dieser durch den Dampfweg F unter den großen Kolben, der Dampf oberhalb des großen Kolbens endlich durch den Dampfweg G und die Muschel des Vertheilungsschiebers nach dem Dampfweg H und dem Rohr e, das ihn wieder nach dem Kondensator abführt.

Fig. 270.



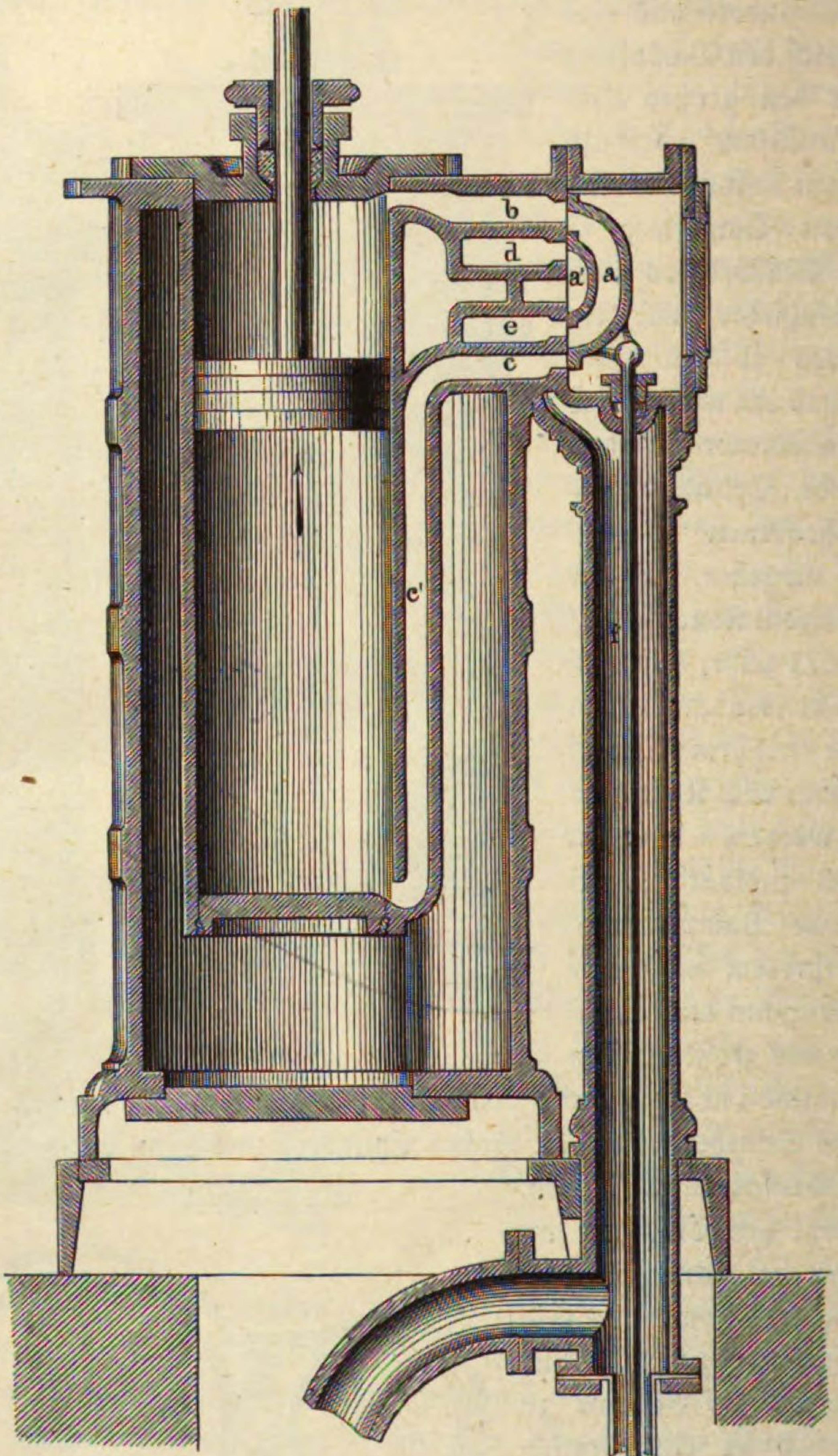
Beide Cylinder sind mit gußeisernen Dampfmänteln umgeben, die, wie der Horizontaldurchschnitt in Fig. 271 zeigt, mit einander in Verbindung stehen und mit frischem Dampf unmittelbar vom Kessel aus gefüllt werden. Der in Fig. 269 sichtbare Rohrstutzen am Dampfrohr c stellt außerdem noch eine Verbindung mit dem Schieberkasten des großen Cylinders her und hat den Zweck, beim Anlassen der Maschine frischen Dampf nach dem Schieberkasten des großen Cylinders und dann durch diesen in den Kondensator zu führen, um sowohl den Cylinder anzuwärmen, als auch die Luft aus demselben, sowie aus dem Kondensator auszutreiben und in letzterem ein Vakuum zu erzielen. b ist ein Drosselventil, das wie gewöhnlich vom Regulator in Thätigkeit gesetzt wird. Die Stangen der beiden Kolben sind an

Fig. 271.



einen Balancier angeschlossen, jedoch in verschiedenen Entfernungen von der Drehaxe desselben, weil sie verschiedenen Hub haben.

Fig. 272.



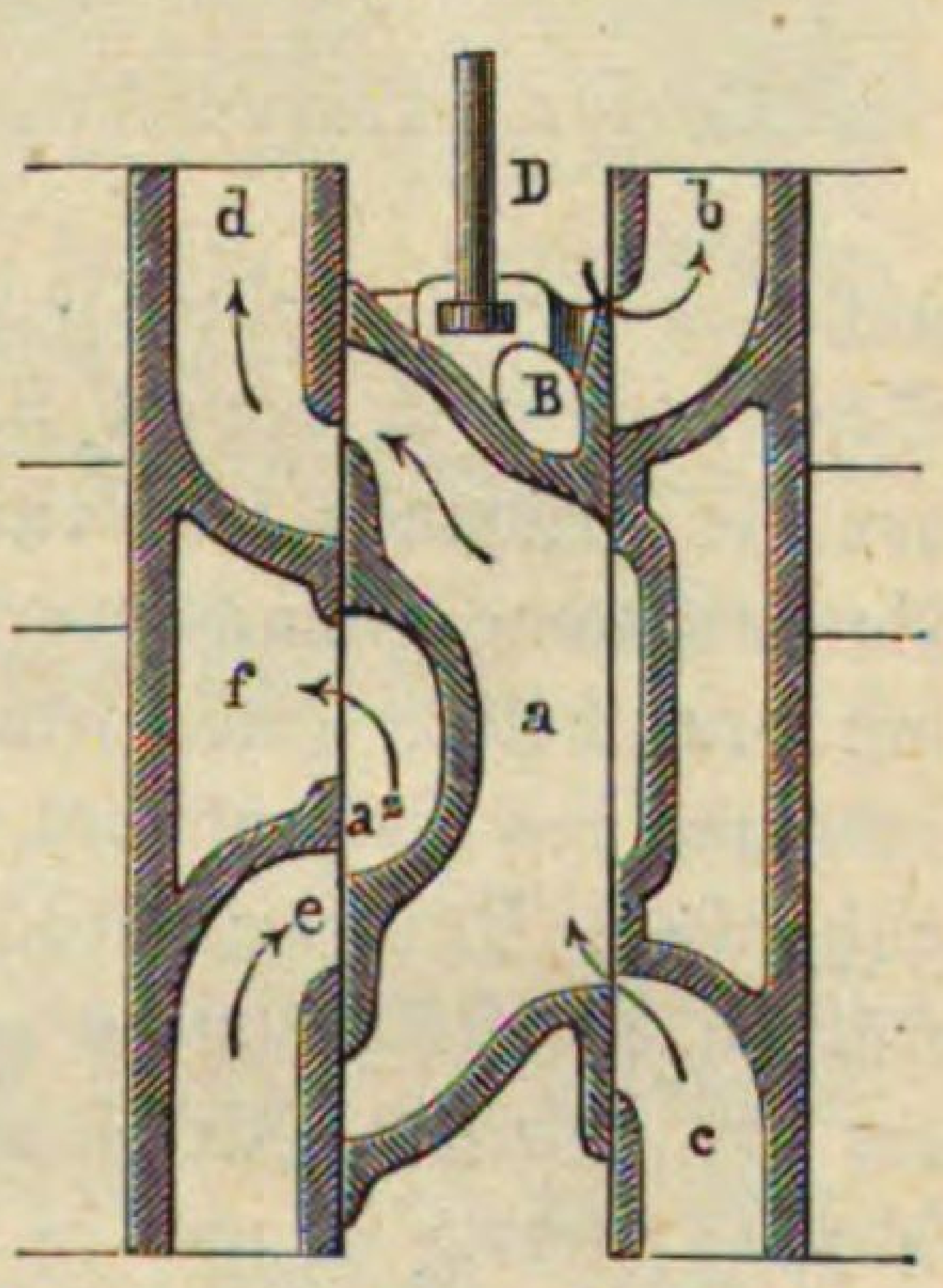
Eine andere Anordnung der Steuerung besteht darin, daß die Dampfwege des kleinen Cylinders, der durch einen oder zwei Schieber gesteuert wird, in zwei Ventilkammern einmünden, von denen die eine am oberen und die andere am unteren Ende des großen Cylinders liegt.

Jede Kammer enthält in getrennten Räumen zwei Ventile, ein Eintritts- und ein Austrittsventil, von denen je zwei eine gemeinschaftliche Bewegung haben. Beim Niedergang des Kolbens sind das obere Eintritts- und das untere Austrittsventil, beim Aufgang das untere Eintritts- und das obere Austrittsventil geöffnet.

Fig. 272 zeigt eine Steuerung mit einem einzigen Schieber, der die Dampfvertheilung für beide Cylinder gemeinschaftlich bewirkt. Der hierbei benutzte Schieber ist ein sog. Kanalschieber. In der Zeichnung ist angenommen, der Kolben im kleinen Cylinder sei so weit vorgeschritten, daß der Dampf bereits durch Expansion wirkt, nachdem er vor der Absperrung durch den Dampfweg c c′ eingetreten war. Der aus dem kleinen Cylinder entweichende Dampf gelangt durch den Dampfweg b und den Kanal a des Schiebers in den Dampfweg e, der nach dem unteren Ende des großen Cylinders führt. Der aus dem großen Cylinder entweichende Dampf tritt durch den Dampfweg d in die Muschel a′ des Schiebers und von da durch den Ausblasekanal f in den Kondensator. Beim Rückgang der Kolben tritt der Dampf durch b in den kleinen Cylinder, durch c, a, d aus dem kleinen in den großen Cylinder und durch e, a′, f aus dem großen Cylinder in den Kondensator.

Eine andere Steuerung mit einem einzigen Schieber für beide Cylinder ist in Fig. 273 dargestellt. Aus der Schieberkammer D tritt der frische Kesseldampf durch den Kanal b über den Kolben, während der Dampf vom vorigen Spiele aus dem kleinen Cylinder durch den Dampfweg c und den Kanal a im Schieber B in den Dampfweg d des großen Cylinders eintritt, wo er oberhalb des Kolbens durch Expansion wirkt. Der verbrauchte Dampf des großen Cylinders geht durch den Dampfweg e und die Muschel a^2 in den Ausblasekanal f, der nach dem Kondensator führt. Bei der umgekehrten Kolbenbewegung tritt der frische Dampf durch den Dampfweg c in den kleinen Cylinder ein, der expandirende Dampf verläßt den kleinen Cylinder durch den Dampfweg b, der durch den Schieberkanal mit dem Dampfweg e des großen Cylinders verbunden ist, und der verbrauchte Dampf des großen Cylinders entweicht durch den Dampfweg d in die Muschel a^2 und von da in den Kondensator. Hier liegt der Steuerungsmechanismus

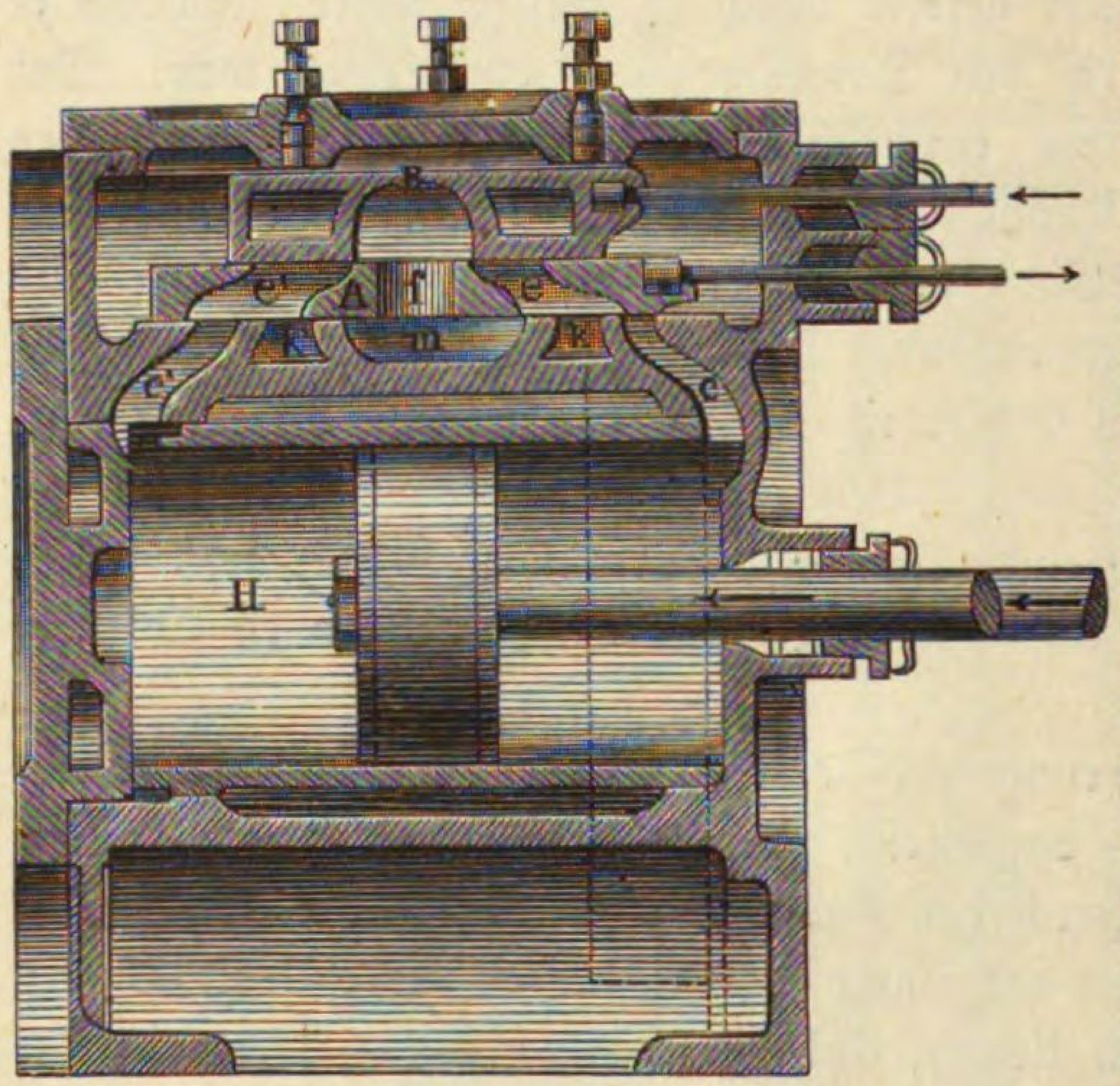
Fig. 273.



unmittelbar zwischen beiden Cylindern, wodurch der doppelte Vortheil gewonnen wird, daß die Dampfleitung zwischen dem großen und kleinen Cylinder kurz ausfällt und daß sie innerhalb des Schieberkastens liegt, also der umgebende Dampf dem durchgeleiteten noch Wärme zuführt, statt daß in der Regel der Dampf bei seinem Uebergange aus dem kleinen in den großen Cylinder Wärme verliert.

Fig. 274 zeigt die Steuerung einer Woolf'schen Maschine mit horizontal liegenden Cylindern und rechtwinklig verstellten Kurbeln.

Fig. 274.



Der Schieberspiegel hat fünf Dampfwege, von denen zwei, c und c', nach dem kleinen Cylinder H und zwei, k und k', nach dem großen Cylinder führen; der fünfte Dampfweg m dient für den Austritt. Ueber diesen fünf Dampfwegen bewegt sich eine Schieberplatte A mit drei Durchgangskanälen e, e' und f, von denen e und e' die Dampfwege c und k und beziehentlich c' und k' mit einander verbinden und f in den Austrittsdampfweg m einmündet. Ueber dem Rücken der Schieberplatte A bewegt sich ein gewöhnlicher Muschelschieber B. Bei den der Zeichnung zu Grunde gelegten Stellungen der Schieber ist die Voraussetzung gemacht worden, daß die Expansion im kleinen Cylinder mit dem halben Hube seines Kolbens beginnt. Von da bis zur Beendigung des Kolbenhubes wirkt der Dampf in beiden Cylindern durch Expansion. Der Gegendruck im kleinen Cylinder ist während der beiden Hälften des Kolbenhubes verschieden; während der ersten Hälfte wirkt der expandirende Dampf entgegen, dessen Spannung jedoch schon im Anfang niedrig ist und in Folge der Expansion nach und nach immer niedriger wird, und während der zweiten Hälfte stehen die Gegenflächen beider Kolben mit dem Kondensator in Verbindung. Man kann überdieß die Schieber auch so anordnen, daß der Gegendruck auf den Kolben des kleinen Cylinders während eines noch größeren Theils des Kolbenhubes wegfällt; freilich ist dieß stets mit einem Dampfverlust verbunden.

Die Sims'sche Maschine hat zwei in gemeinschaftlicher Axe liegende, unmittelbar an einander stoßende Cylinder von verschiedener Größe ohne trennende Scheidewand. Der frische Dampf tritt zunächst in den kleinen Cylinder ein und wirkt hier auf die ganze Länge des Kolbenhubes durch Volldruck, während die Rückenfläche des Kolbens im großen Cylinder mit dem Kondensator in Verbindung steht. Beim Rückgang geht der Dampf, welcher vorher im kleinen Cylinder wirkte, in den großen Cylinder über und arbeitet während des ganzen Rückganges durch Expansion gegen die Rückenfläche des großen Kolbens, wobei freilich die Expansionsleistung gegen die Vorderfläche des kleinen Kolbens entgegenwirkt. Der Raum zwischen den beiden Kolben steht unausgesetzt mit dem Kondensator in Verbindung. Es ist sonach die Sims'sche Maschine insofern mit der Woolf'schen verwandt, als die Expansion des Dampfes ebenfalls in einem zweiten Cylinder vor sich geht; aber darin liegt ein Unterschied, daß bei der Woolf'schen Maschine nach beiden Bewegungsrichtungen hin sowohl die Hochdruck- als die Expansionswirkung stattfindet, bei der Sims'schen Maschine dagegen der Dampf nach der einen Richtung nur mit Hochdruck und nach der andern nur durch Expansion arbeitet. Die Sims'sche Maschine ist mithin als eine Woolf'sche Maschine mit einseitiger Wirkung zu betrachten.

Fügt man aber an das äußere Ende des großen Cylinders noch einen zweiten kleinen Cylinder und läßt den frischen Dampf abwechselnd in den beiden kleinen Cylindern wirken, den expandirenden Dampf dagegen sowohl beim Vor- als beim Rückgang im großen Cylinder arbeiten, und setzt endlich die Gegenflächen aller Kolben mit dem Kondensator in Verbindung, so erhält man dieselbe Wirkung, wie in einer Woolf'schen Maschine, freilich mit einem Mehraufwande von einem Cylinder.

Die theoretische Arbeit einer Woolf'schen Maschine kann wie folgt ermittelt werden. Es seien

F, F_1 die Querschnitte des kleinen und großen Cylinders,

H, H_1 die Hubhöhen beider Cylinder,

P, P_1 die mittleren Dampfspannungen in beiden Cylindern,

q der Gegendruck im großen Cylinder, diese Kräfte auf die Flächeneinheit bezogen, so ist P_1 zugleich der Druck, welcher sich im kleinen Cylinder der Kolbenbewegung entgegensetzt; mithin $P - P_1$ der Ueberdruck im kleinen und $P_1 - q$ derjenige im großen Cylinder; daher die Arbeit per Hub im kleinen Cylinder $= FH(P - P_1)$ und im großen $= F_1 H_1 (P_1 - q)$ und in beiden zusammen

$$(104)\quad F H P + (F_1 H_1 - F H) P_1 - F_1 H_1 q.$$

Nun denke man sich statt dieser Maschine mit zwei Cylindern eine solche mit dem großen Cylinder allein, so stellt im Ausdruck (104) das

erste Glied die Arbeit in diesem Cylinder vor, bis der Dampf ohne Expansion den Raum F H einnimmt; ferner das zweite Glied die Arbeit, welche von hier an verrichtet wird, bis der Dampf vom Raume F H sich in den Raum F_1 H_1 ausgedehnt hat und endlich das dritte Glied die Arbeit des Gegendruckes.

Mithin ist die theoretische Arbeit dieselbe, ob der Dampf in beiden Cylindern oder nur in größern allein arbeiten würde.

Die drei Glieder des Ausdruckes (104) seien der Reihe nach mit L_1, L_2 und L_3 bezeichnet, so erhält man zunächst nach bisheriger Bezeichnungsweise (S. 420) als Arbeit im kleinen Cylinder

$$L_1 = 1{,}033 \, F \, p \, (h + h \, z - h_0),$$

wo p den Druck des frischen Dampfes in Atm., h die Cylinderlänge, welche mit Dampf vom Druck p angefüllt wird, den schädlichen Raum inbegriffen, h_0 die Länge des schädlichen Raumes und z die Arbeit während der Expansion im kleinen Cylinder bezeichnet, wenn diejenige während der Volldruckzeit = 1 angenommen wird.

Nachdem der Dampf in diesem Cylinder sich ausgedehnt hat, sinke seine Spannung auf p^1. Alsdann geht er in den großen Cylinder über und füllt zunächst das Verbindungsrohr, den Dampfkasten und den Raum zwischen dem Cylinderdeckel und dem Kolben in seiner todten Stellung. Diese Räume bilden hier den schädlichen Raum, dessen Größe = $F_1 \, h^1{}_0$ sei. Es dehnt sich daher der Dampf aus dem Raum $F \, (H + h_0)$ in den Raum $F \, (H + h_0) + F_1 \, h^1{}_0$ aus. Dadurch sinke seine Spannung von p^1 auf p_1. Während der Expansion im kleinen Cylinder kondensirt sich ein kleiner Theil Dampf, beim Uebergang nach dem großen Cylinder verdampft das entstandene Wasser wieder, entweder theilweise oder ganz, da durch die Reduktion der Spannung Wirkungen eintreten, wie beim Drosseln des Dampfes (S. 414). Es soll jedoch hier nur auf die Aenderung in der Dampfspannung Rücksicht genommen werden. Man erhält daher als Arbeit, welche der Dampf im großen Cylinder durch Expansion verrichtet

$$L_2 = 1{,}033 \, [F \, (H + h_0) + F_1 \, h^1{}_0] \, p_1 \, z_1,$$

worin z_1 denjenigen Werth von z bezeichnet, welcher der Ausdehnung vom Raume $F \, (H + h_0) + F_1 \, h^1{}_0$ in den Raum $F_1 \, (H_1 + h^1{}_0)$ entspricht.

Endlich hat man als Arbeit des Gegendruckes, wenn q in Atm. ausgedrückt wird

$$L_3 = 1{,}033 \, F_1 \, H_1 \, q.$$

Die theoretische Arbeit per Hub ist daher $= L_1 + L_2 - L_3$.

Multiplicirt man diesen Werth mit $\frac{2n}{60}$, ferner mit dem Arbeitskoefficienten $K K_1$ und dividirt mit 75 (S. 411), so erhält man die wirkliche Arbeit der Maschine per Hub in Pferdekräften gleich

$$\frac{K K_1}{75} [L_1 + L_2 - L_3] \frac{2n}{60}.$$

Beispiel. Es seien die Kolbenflächen, nach Abzug der halben Querschnitte der Kolbenstangen

$$F = 1950 \square^{cm}, \quad F_1 = 3{,}5\,F.$$

Ferner seien

$$H = 1^m, \quad H_1 = 1{,}25^m, \quad h_0 = 0{,}05\,H, \quad h^1{}_0 = 0{,}07\,H_1.$$

Der Dampf trete mit 5 Atm. Spannung in den kleinen Cylinder und dehne sich darin aus von 1 auf 1,6, d. h. es verhalte sich

$$h - h_0 : H = 1 : 1{,}6,$$

so wird

$$h - h_0 = \frac{1}{1{,}6} = 0{,}625^m;$$

$$h = 0{,}625 + 0{,}05 = 0{,}675^m.$$

Dadurch findet die Ausdehnung in Wirklichkeit statt von 0,675 auf 1 oder von 1 auf 1,481. Hiefür wird nach Tab. III für trocknen Dampf $z = 0{,}381$; daher

$$L_1 = 1{,}033 \,.\, 1950 \,.\, 5\,[0{,}675 + 0{,}675 \,.\, 0{,}381 - 0{,}05] = 8885 \text{ K.-M.}$$

Wegen der Ausdehnung des Dampfes im kleinen Cylinder von 1 auf 1,481 sinkt die Spannung des Dampfes nach Tab. III von 1 auf 0,642; sie beträgt daher

$$p^1 = 5 \,.\, 0{,}642 = 3{,}210 \text{ Atm.}$$

Der Dampf von dieser Spannung dehnt sich beim Uebergang in den schädlichen Raum des großen Cylinders aus von 1 auf

$$\frac{F\,(H + h_0) + F_1\,h^1{}_0}{F\,(H + h_0)} = \frac{1 + 0{,}05 + 3{,}5 \,.\, 0{,}07 \,.\, 1{,}25}{1 + 0{,}05} = 1{,}291.$$

Bei dieser Ausdehnung von 1 auf 1,291 sinkt nach Tab. III die Spannung von 1 auf 0,753. Die Spannung wird daher bei Beginn der Expansion im großen Cylinder

$$p_1 = 0{,}753 \,.\, 3{,}210 = 2{,}417.$$

Der Dampf dehnt sich nun im großen Cylinder aus von 1 auf

$$\frac{F_1\,(H_1 + h^1{}_0)}{F\,(H + h_0) + F_1\,h^1{}_0} = \frac{3{,}5\,(1 + 0{,}07) \,.\, 1{,}25}{1 + 0{,}05 + 3{,}5 \,.\, 0{,}0875} = 3{,}452.$$

Dieser Ausdehnung entspricht nach Tab. III der Werth $z_1 = 1{,}140$. Daher

$$L_2 = 1{,}033\,[1 + 0{,}05 + 3{,}5 \,.\, 0{,}0875] \,.\, 1950 \,.\, 2{,}417 \,.\, 1{,}14 = 7526 \text{ K.-M.}$$

Die Arbeit des Gegendruckes ist

$L_3 = 1{,}033\ F_1\ H_1\ q = 1{,}033\ .\ 3{,}5\ .\ 1950\ .\ 1{,}25\ .\ 0{,}17 = 1498$ K.-M.

Mithin die theoretische Arbeit per Hub

$$8885 + 7526 - 1498 = 14912 \text{ K.-Meter.}$$

Es soll nun noch bestimmt werden, wie viel theoretische Arbeit bei sonst gleichen Verhältnissen die Maschine liefern würde, wenn sie unter Benützung des großen Cylinders in eine eincylindrige umgewandelt würde.

Im kleinen Cylinder wird der Raum $F\,h$ mit Dampf angefüllt. Dieser Dampf nehme bei gleichem Druck im großen Cylinder den Raum $F_1\,h_1$ ein, so wird

$$h_1 = \frac{F\,h}{F_1} = \frac{h}{3{,}5} = \frac{0{,}675}{3{,}5} = 0{,}1929^{m}.$$

Der schädliche Raum betrage, wie bei dem kleinen Cylinder der Woolf'schen Maschine, $0{,}05\ F_1\ H_1$, so dehnt sich der Dampf vom Raum $F_1\ h_1$ in den Raum $F_1\ (1 + 0{,}05)\ H_1$, d. h. von 0,1929 in 1,05 . 1,25 oder von 1 in 6,804 aus. Dafür wird $z = 1{,}690$.

Setzt man diese Werthe in den Ausdruck

$$1{,}033\ F_1\ [p\ (h_1 + h_1\ z - h_0) - q\ H_1],$$

so erhält man

$$1{,}033\ .\ 3{,}5\ .\ 1950\ [5\ (0{,}1929 + 0{,}1929\ .\ 1{,}69 - 0{,}0625) - 0{,}17\ .\ 1{,}25] = 14586.$$

Dieser Werth ist etwas kleiner als der für die Woolf'sche Maschine gefundene. Gesetzt, die Abweichung liege nicht in den Größen p^1, p_1, z, z_1, welche aus der Tabelle abgelesen wurden, so kann der Unterschied nur durch die schädlichen Räume herbeigeführt sein. Nimmt man in der That, unter Benützung der gleichen Tabelle, den schädlichen Raum der eincylindrigen Maschine zu $0{,}04\ F_1\ H_1$ an, so liefert diese Maschine die gleiche Arbeit wie die Woolf'sche.

Die Resultate sowohl für die Woolf'sche als die eincylindrige Maschine sind erhalten worden ohne Rücksicht auf die Wirkung des Dampfmantels.

Die Schwankungen des Dampfdruckes sind bei der Woolf-schen Maschine weit kleiner als bei einer eincylindrigen Maschine. Beim Nachweis wollen wir absehen vom Spannungsverlust, welcher beim Uebergang vom kleinen nach dem großen Cylinder entsteht.

Es seien p, p_1 die Spannungen des Dampfes im kleinen und großen Cylinder bei Beginn des Hubes, p_2 die Spannung im großen Cylinder in dem Augenblick, da die Expansion im kleinen Cylinder

beginnt, p_3 die Spannung im großen Cylinder am Ende des Hubes, endlich q der Gegendruck, alle Kräfte in Atmosphären ausgedrückt, so ist der Ueberdruck auf beide Kolbenflächen zugleich:

am Anfange des Hubes $a = [F(p - p_1) + F_1(p_1 - q)]\,1{,}033$,
bei Beginn der Expansion
im kleinen Cylinder . $b = [F(p - p_2) + F_1(p_2 - q)]\,1{,}033$,
am Ende des Hubes . . $c = [F(p_1 - p_3) + F_1(p_3 - q)]\,1{,}033$.

Bei der Maschine des vorstehenden Beispieles hat man für die Ausdehnungen

von 1 auf 1,48 die Spannung $p_1 = 0{,}643\ p$,
„ 1 „ 4,20 „ „ $p_2 = 0{,}197\ p$,
„ 1 „ 6,93 „ „ $p_3 = 0{,}111\ p$.

Da zudem $q = 0{,}034\ p$, so werden die Drücke

$$a = 2{,}570\ F\,p, \quad b = 1{,}418\ F\,p, \quad c = 0{,}827\ F\,p.$$

Diese Werthe verhalten sich wie 3,17 : 1,71 : 1. Mithin ist der größte Druck nur 3,17mal größer als der kleinste.

Denkt man sich statt der Woolf'schen eine eincylindrige Maschine mit einer Ausdehnung von 1 auf 6,93, so sinkt der Druck von 1 auf 0,111 oder von 9 auf 1. Mithin liegen die extremen Spannungen viel weiter auseinander als bei der Woolf'schen Maschine.

Aus diesem Grunde hat bei gleichem Schwungrad die Woolf'sche Maschine einen gleichförmigeren Gang als die eincylindrige Maschine, oder bei dem nämlichen Grad der Gleichförmigkeit der Bewegung ist ein erheblich leichteres Schwungrad nöthig.

Die Woolf'sche Maschine hat etwas mehr Reibung durch die Kolben, Kolbenstangen ꝛc. als die eincylindrige. Dieser Mehrbetrag wird durch die geringere Reibung des leichtern Schwungrades ausgeglichen. Ja es zeigen Versuche, daß bei Woolf'schen Maschinen die nützliche Arbeit auf 0,87 der indicirten ansteigt, während sie bei eincylindrigen Maschinen nur in Ausnahmsfällen so groß ausfällt.

Wegen der Bewegung des Dampfes vom kleinen nach dem großen Cylinder soll die Kolbengeschwindigkeit mäßige Grenzen nicht überschreiten und im Allgemeinen kleiner sein als bei einer eincylindrigen Maschine von derselben Stärke. Dadurch wird die Woolf'sche Maschine größer als diese; da sie zudem zusammengesetzter ist, so wird sie auch kostspieliger.

Wenn dennoch den Woolf'schen Maschinen häufig der Vorzug vor eincylindrigen gegeben wurde, so liegt dieß theils in dem gleichmäßigeren Gang, theils aber auch in folgenden Umständen:

Die Dampfverluste sind bei der Woolf'schen Maschine kleiner

als bei der eincylindrigen Maschine, weil dort der Dampfüberdruck im kleinen wie im großen Cylinder kleiner ist als hier. Entweicht gleichwohl Dampf durch Kolben und Schieber des kleinen Cylinders, so gelangt dieser Dampf im großen Cylinder theilweise wieder zur Wirkung, während der durch den Kolben einer eincylindrigen Maschine entweichende Dampf ganz verloren ist.

Bei der Woolf'schen Maschine wirkt der Dampfmantel des größern Cylinders günstiger als bei der eincylindrigen Maschine. Denn bei dieser nimmt der Theil der Cylinderoberfläche, welche mit frischem Dampf angefüllt ist, keine Wärme vom Mantel auf, während die ganze cylindrische Fläche des großen Woolf'schen Cylinders Wärme nach innen leitet.

Die abkühlende Wirkung des Kondensators erstreckt sich bei der Woolf'schen Maschine nicht bis zum kleinen Cylinder, wo die Temperatur am höchsten ist, sondern nur auf den großen Cylinder, wo die mittlere Temperatur wesentlich niederer ist als bei einer eincylindrigen Maschine.

Das Verhältniß der Rauminhalte der beiden Cylinder zu einander variirt zwischen $^3/_1$ und $^6/_1$. Für ein kleines Verhältniß spricht der Umstand, daß die abkühlende Wirkung des Kondensators auf den großen Cylinder klein ausfällt, wenn dieser Cylinder selbst klein angenommen wird. Es hat dieß zur Folge, daß der Dampf im kleinen Cylinder bereits eine erhebliche Expansion annehmen muß. Man wird daher für die höchste Leistung der Maschine dem kleinen Cylinder cirka $^3/_5$, für den gewöhnlichen Bedarf cirka $^2/_5$ Füllung geben. Macht man alsdann das Volumen des großen Cylinders z. B. 3mal größer als das des kleinen, so findet im ersten Fall eine Expansion von $^3/_5$ auf 3 oder 1 auf 5, im zweiten Fall von $^2/_5$ auf 3 oder 1 auf 7,5 statt. Diese letztere Expansion kann als eine durchaus günstige angesehen werden. Sie reducirt nach Tab. III die Spannung des Dampfes von 1 auf 0,101, also z. B. 5 Atm. auf 0,505 Atm. Die Woolf'sche Maschine hat also so recht eigentlich den Charakter einer Expansionsmaschine, weil nicht mehr Dampf zugeleitet werden kann, als der kleine Cylinder aufnimmt. Daher liefert diese Maschine selbst bei der stärksten Füllung noch einen für die Arbeit günstigen Wirkungsgrad.

Der Dampfverbrauch kann wie bei eincylindrigen Maschinen berechnet werden (S. 426).

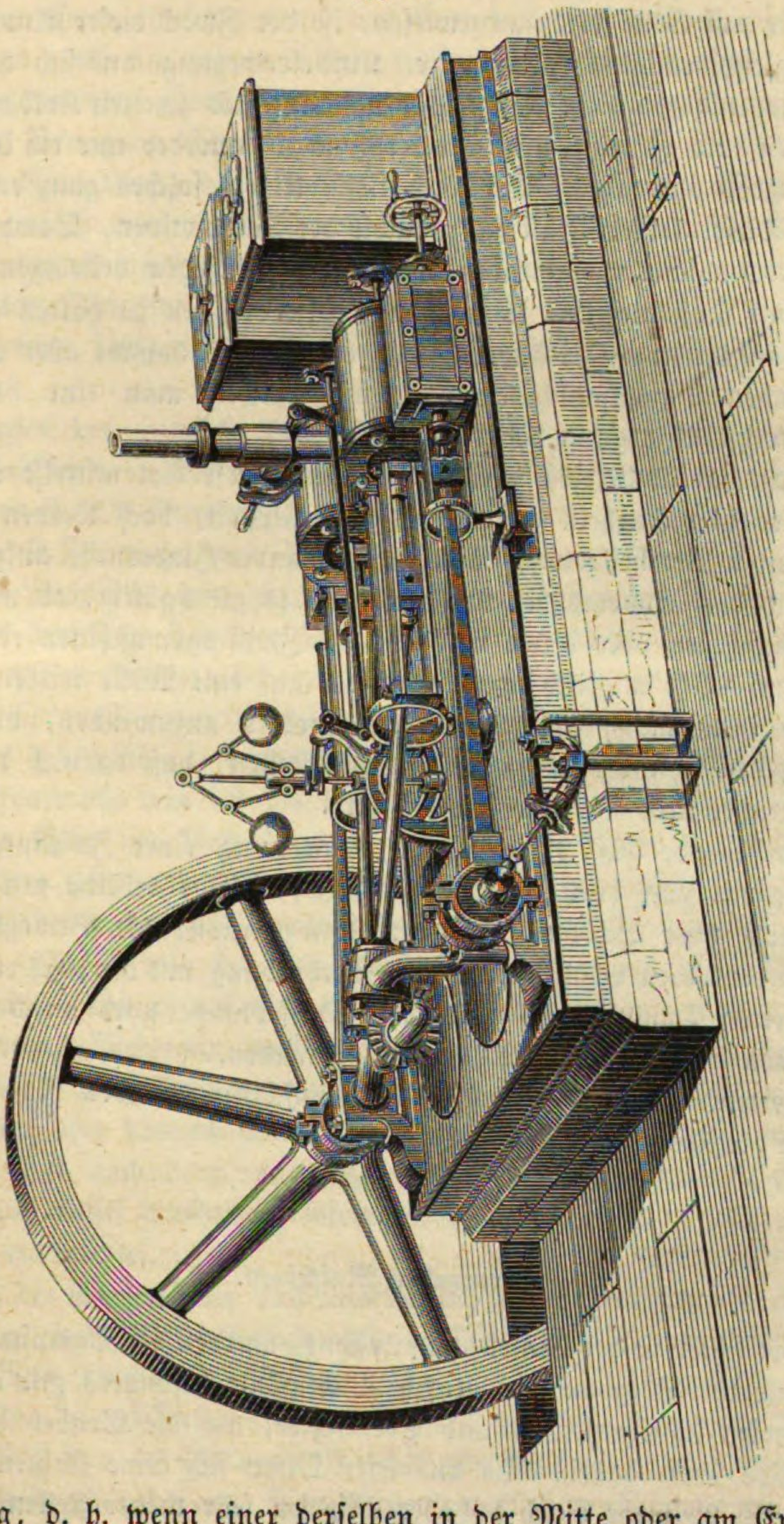
2.

Zwillingsmaschinen.

Zwillingsmaschinen besitzen zwei Cylinder, deren Kolben, und zwar vermittelst verschränkt stehender Kurbeln, gemeinschaftlich eine Treib-

welle in Bewegung setzen. Bei der auch mit zwei Cylindern versehenen Woolf'schen Balanciermaschine arbeiten beide Kolben in gleicher

Fig. 275.



Richtung, d. h. wenn einer derselben in der Mitte oder am Ende des Laufes ist, befindet sich der andre auch auf derselben Stelle des Hubes,

während bei Zwillingsmaschinen vermöge der um 90 Grad versetzten Kurbeln in gleichen Zeiten der eine Kolben in der Mitte und der andre am Ende des Hubes sich befindet.

Wie auf Seite 372 nachgewiesen, ist der Zweck dieser Anordnung, die Ungleichförmigkeit, welche der Kurbelbewegung an sich anhaftet, durch die entgegengesetzte Ungleichförmigkeit eines zweiten Kolbens auszugleichen und es zu ermöglichen, daß man entweder nur ein leichteres Schwungrad anwenden, oder nach Befinden ein solches ganz entbehren kann. Dieser letztere Fall ist zunächst bei Lokomotiven, Dampfschiffen und Fördermaschinen vorhanden, welche man auf jedem beliebigen Punkte des Hubes muß abstellen können, um entweder still zu halten oder die Umdrehungsrichtung zu ändern; der erstere Fall kommt aber auch bei feststehenden Dampfmaschinen vor, bei welchen man eine besonders gleichförmige Bewegung herstellen will.

Man hat auch selbst drei Cylinder auf diese Art mittelst um 120 Grad versetzter Kurbeln an eine Welle gekuppelt, doch werden hierbei die erzielten Vortheile wohl wieder durch andre Hindernisse aufgehoben. Bezüglich des Systems der Maschinen ist es gleichgültig, ob man Balanciermaschinen oder direkt wirkende als Zwillingsmaschinen einrichtet; man kann selbst ungleich große Cylinder auf eine Welle wirken lassen; eben so kann man, anstatt mehrere Kurbeln anzuwenden, die Axenrichtung der Cylinder so gegen einander stellen, daß dadurch die Wirkung verschränkter Kurbeln erreicht wird.

Vorstehende Fig. 275 zeigt die Anordnung einer Zwillingsdampfmaschine mit zwei horizontalen Cylindern; dieselbe arbeitet mit Expansion durch zwei Schieber und mit Kondensation; die Bewegung der Luftpumpenkolben erfolgt durch ihre Verbindung mit der nach rückwärts verlängerten Dampfkolbenstange; die Speisepumpe wird durch ein Excenter von der Schwungradwelle aus getrieben.

Weitere Beispiele von Zwillingsmaschinen werden sich in den späteren Kapiteln finden.

3.

Cornwaller Maschinen.

Wie schon in der Einleitung erwähnt, wurden die Dampfmaschinen zuerst für den Bergbau von großer Wichtigkeit; besonders gilt dieß von den Werken in Cornwallis und Devonshire, wo die Gruben eine sehr bedeutende Tiefe haben. Da an diesen Orten sich keine Kohlen finden, letztere sich vielmehr durch hohe Frachtspesen sehr theuer stellen, so war man daselbst zumeist bemüht, die Dampfmaschinen, welche speziell für

die Hebung der Grubenwässer dienen, auf einen hohen Grad der Vollkommenheit zu bringen, und es entwickelte sich nach und nach ein eigenes Maschinensystem, welches man das Cornwaller nennt, obschon solche Maschinen auch an andern Orten vielfach verwendet werden. Da es für die genannten Zwecke nur erforderlich ist, eine geradlinig wiederkehrende Bewegung für die Pumpengestänge herzustellen, so genügte auch die Anwendung der bereits S. 28 erwähnten, von Watt erfundenen, einfach wirkenden Dampfmaschine. Die daran vorgenommenen Veränderungen bestehen hauptsächlich darin, daß man sie mit viel höher gespannten Dämpfen und mit starker (bis zu 8—10facher) Expansion arbeiten läßt; in den meisten Fällen sind sie mit Kondensation versehen.

Wegen der ziemlich weit getriebenen Expansionswirkung erhalten diese Maschinen Cylinder von oft kolossalen Dimensionen; man findet solche von 2,60 m Durchmesser und bis zu 3,66 m Hubhöhe, eben so ist auch die Kesselanlage aus ökonomischen Gründen viel größer, als sie sonst bei Maschinen von gleicher Leistung gewählt wird, d. h. man erzeugt in derselben Zeit pro Quadratmeter Heizfläche ungleich weniger Dampf und verbrennt auf ein Quadratmeter Rostfläche weniger Kohlen. Die in Cornwall zumeist gebräuchlichen Kessel sind cylindrische von 1,8 m bis 2,2 m Weite, bei 9 m Länge mit einem excentrisch darin liegenden Feuerrohr von 1 m bis 1,25 m Durchmesser (Seite 172), in dessen vorderem Ende der Rost liegt, dem man als Breite die Weite des Feuerrohres gibt und den man nicht gern über 1,80 m lang macht, weil außerdem seine Bedienung zu schwierig wird. Bei manchen Kesseln ist auch, ähnlich wie bei den Lokomotivkesseln, noch eine besondere Feuerkammer vor dem Kessel angebracht, oder es geht noch ein etwa 0,45 m weites Siederohr durch die Feuerröhre, wodurch Heizfläche und Wasserinhalt vergrößert werden. Die Flamme und die Verbrennungsgase ziehen vom hintern Ende des Kessels durch einen Kanal unterhalb desselben hin nach vorn und dann durch zwei Seitenzüge (welche sich hinter dem Kessel vereinigen) wieder nach hinten, um in den Schornstein zu entweichen.

Bei der Konstruktion und Ausführung dieser Maschinen wird Alles vermieden, was Dampfverlust und unnöthige Abkühlung verursachen kann. Man umgibt den Cylinder mit einem besonderen Mantel und läßt in den so gebildeten Zwischenraum Dampf eintreten, um Wärme in den Cylinder zu leiten, wobei die Einrichtung so getroffen wird, daß vermöge der höheren Aufstellung des Cylinders gegen die Kessel alles im Mantel kondensirte Wasser von selbst wieder in den Kessel zurückläuft. Dieser Mantel wird außerdem, so wie auch die Dampf-

rohre, Ventilgehäuse und überhaupt alle Dampf enthaltenden Theile durch mit Sand, Asche oder Sägespänen ausgekleidete Gehäuse eingeschlossen oder mit Filz u. s. w. umgeben. Alle schädlichen Räume der Maschine werden möglichst klein gemacht, um nicht unnöthig Dampf zu verwenden, und die Geschwindigkeit des Kolbens ist gering, um ein volles Diagramm zu erhalten.

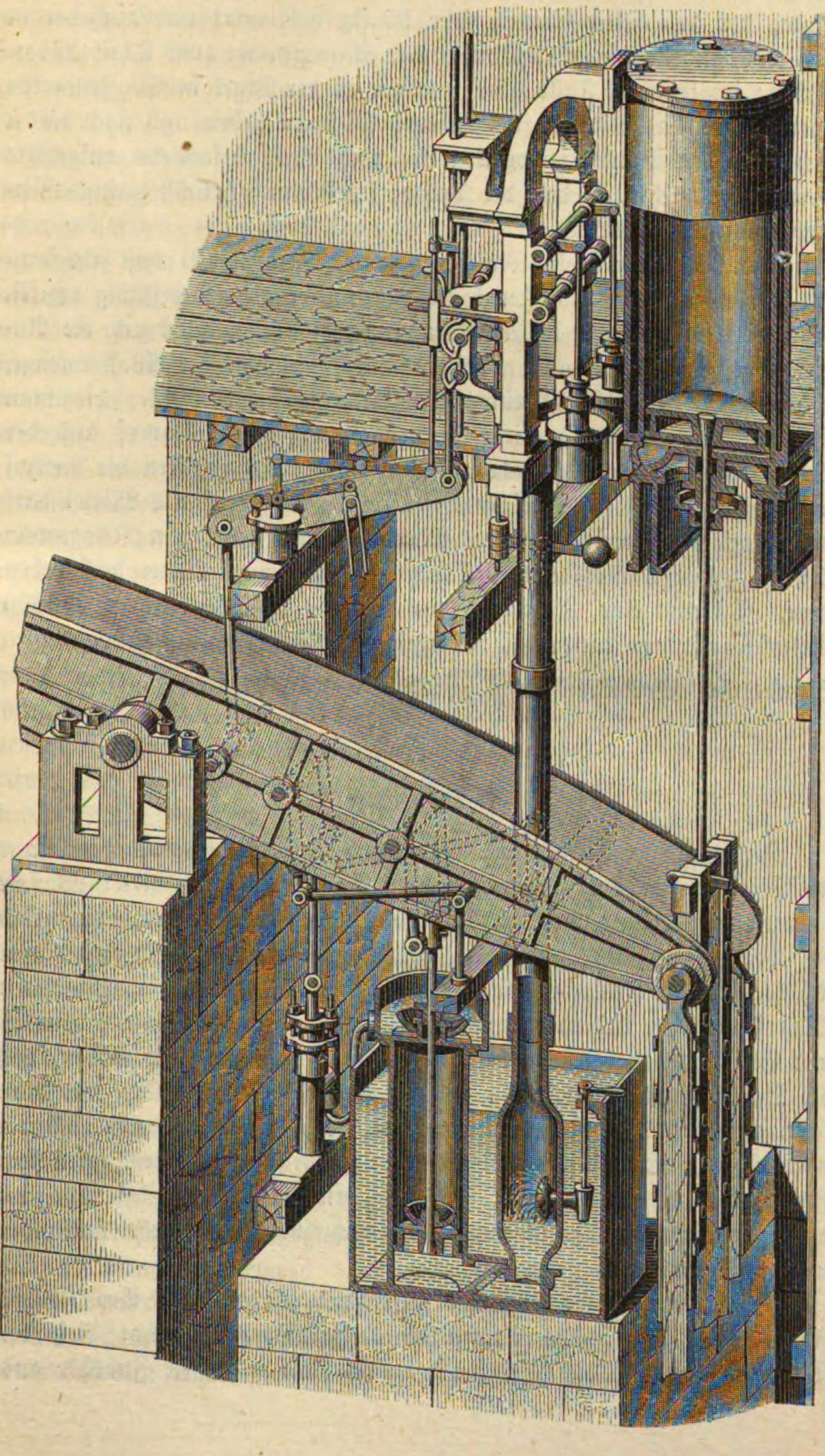
Man läßt die Maschinen nur 6—10 Spiele in der Minute machen, was bei 3,66^{m} Hubhöhe einer Geschwindigkeit von 0,36^{m} bis 0,6^{m} in der Sekunde entspricht. Da dieselben sehr häufig mit Balanciers versehen sind und hierbei oft die Dampfkolbenstange an einem längeren Hebel wirkt, als die getriebene Pumpenkolbenstange, so hat das Pumpenwerk in solchem Falle eine noch geringere Geschwindigkeit, wodurch der ganzen Maschinenanlage ein äußerst ruhiger Gang verliehen wird.

Die nebenstehende Fig. 276 gibt ein Bild von einer solchen Cornwaller Dampfmaschine in ihrer Anwendung beim Bergbau und zwar von einer sogenannten direkt wirkenden. Der mit einem Dampfmantel versehene Cylinder ist auf zwei starken quer über den Schacht gelegten Balken aufgestellt; die nach unten gerichtete Kolbenstange ist unmittelbar mit dem Pumpengestänge verbunden, dessen Last durch einen auf einer Mauer aufgelagerten Balancier mit Gegengewicht (letzteres befindet sich am andern Ende des Balanciers und konnte wegen Mangel an Raum nicht mit angezeichnet werden) zum großen Theil ausgeglichen wird. Dieser aus zwei parallel zu einander liegenden Hälften bestehende Balancier dient außerdem noch dazu, die Luftpumpe des Kondensators und die Speisepumpe, so wie einen zweiten kleineren Hülfsbalancier nebst den daran hängenden Steuerbäumen in Bewegung zu setzen.

Die Steuerung dieser Maschine wird durch die S. 325 beschriebene Ventilsteuerung bewirkt und die Zahl der Spiele durch zwei von dem eben genannten kleinen Hülfsbalancier in Thätigkeit gesetzte Katarakte (Seite 326) regulirt.

Diesem direkt wirkenden Maschinensystem, bei welchem Dampf- und Pumpenkolbenstange in einer gemeinschaftlichen Axe liegen, steht die Anordnung von Cornwallmaschinen gegenüber, bei welcher die Dampfkolbenstange nach oben geführt und an einen Balancier gehängt ist, von dessen anderem Ende das zu treibende Pumpengestänge getragen wird. In allen Fällen vollzieht die Dampfkraft blos das Heben des Gestänges, dessen Gewicht dann die Pumpenkolben herabdrückt und zugleich den Rückgang des Dampfkolbens bewirkt, indem während desselben ein gleicher Dampfdruck über und unter dem Kolben hergestellt wird. Ist die Last des Gestänges, welches beim Niedergang das Wasser mittelst Druckpumpen heben soll, größer oder geringer, als das Gewicht

Fig. 276.



der zu hebenden Wassersäule, so wird das Gestänggewicht im ersteren Falle, der bei tiefen Gruben sehr häufig vorkommt und auch der in Fig. 276 angenommene ist, durch ein Gegengewicht zum Theil ausgeglichen; im letzteren Falle aber, welcher in der Regel bei Wasserwerken eintritt, wo das Wasser aus geringer Tiefe zu heben und nach einem hoch gelegenen Punkte zu drücken ist, noch durch besonders aufgelegte Gewichte vermehrt, so daß der Dampf selbst eine möglichst geringe Wirkung auszuüben hat.

Die Bedienung dieser Maschinen wird in Cornwall meist sehr sorgfältig überwacht und hierdurch wird dann eine hohe Leistung erzielt. Man drückt die Größe dieser Leistung gewöhnlich nicht durch die Anzahl der Pferdekräfte aus, sondern durch Angabe der Wassermenge, welche durch den mittelst einer Gewichtseinheit Steinkohle, die man hier nur von bester Qualität verwendet, erzeugten Dampf aus der Grube auf eine gewisse Höhe gehoben wird. Es variiren die hierauf bezüglichen, von Zeit zu Zeit veröffentlichten Angaben; als Mittel darf man wohl annehmen, daß im Maximum der durch ein Kilogramm Kohle erzeugte Dampf 184800 Kilogramm Wasser ein Meter hoch heben kann. Da nun eine Pferdekraft pro Stunde $75 \,.\, 60 \,.\, 60 = 270000$ Meterkilogrammen entspricht, so ergibt sich der Brennstoffaufwand pro Stunde und Pferdekraft zu $\frac{270000}{184800}$ oder zu 1,46 Kilogramm.

4.

Dampfgebläse.

In analoger Weise, wie man durch Dampfmaschinen ohne einen zwischenliegenden Kurbel- und Rädermechanismus ganz direkt Wasserpumpen treibt, kann man sie auch verwenden, um Gebläse, namentlich die sogenannten Cylindergebläse, in Bewegung zu setzen. Es lassen sich die hier zu treffenden Anordnungen sehr verschiedenartig einrichten: Man kann beide Cylinder aufrecht stellen oder horizontal legen; Dampf- und Gebläsecylinder können in beiden Fällen so verbunden werden, daß die Richtung ihrer beiden Achsen in eine gerade Linie fällt, oder man kann auch, was meist nur im ersteren Falle geschieht, beide Cylinder parallel zu einander aufstellen und ihre Kolbenstangen durch einen Balancier verbinden; ein dritter Fall, daß ein Cylinder vertikal steht, der andre horizontal gelegt ist und beide durch einen Winkelhebel verbunden werden, kommt nur selten vor.

Stellt man beide Cylinder aufrecht und verbindet ihre Kolbenstangen mit den beiden Armen eines Balanciers, so hat dieß den Vortheil, daß sich die Gewichte der zwei Kolben sammt Zubehör aus-

gleichen, während, wenn beide Cylinder über einander angebracht werden, das vereinte Gewicht der Kolben durch ein Gegengewicht oder auf eine andre Weise, z. B. durch einen von unten wirkenden größeren Dampfdruck, ausgeglichen werden muß.

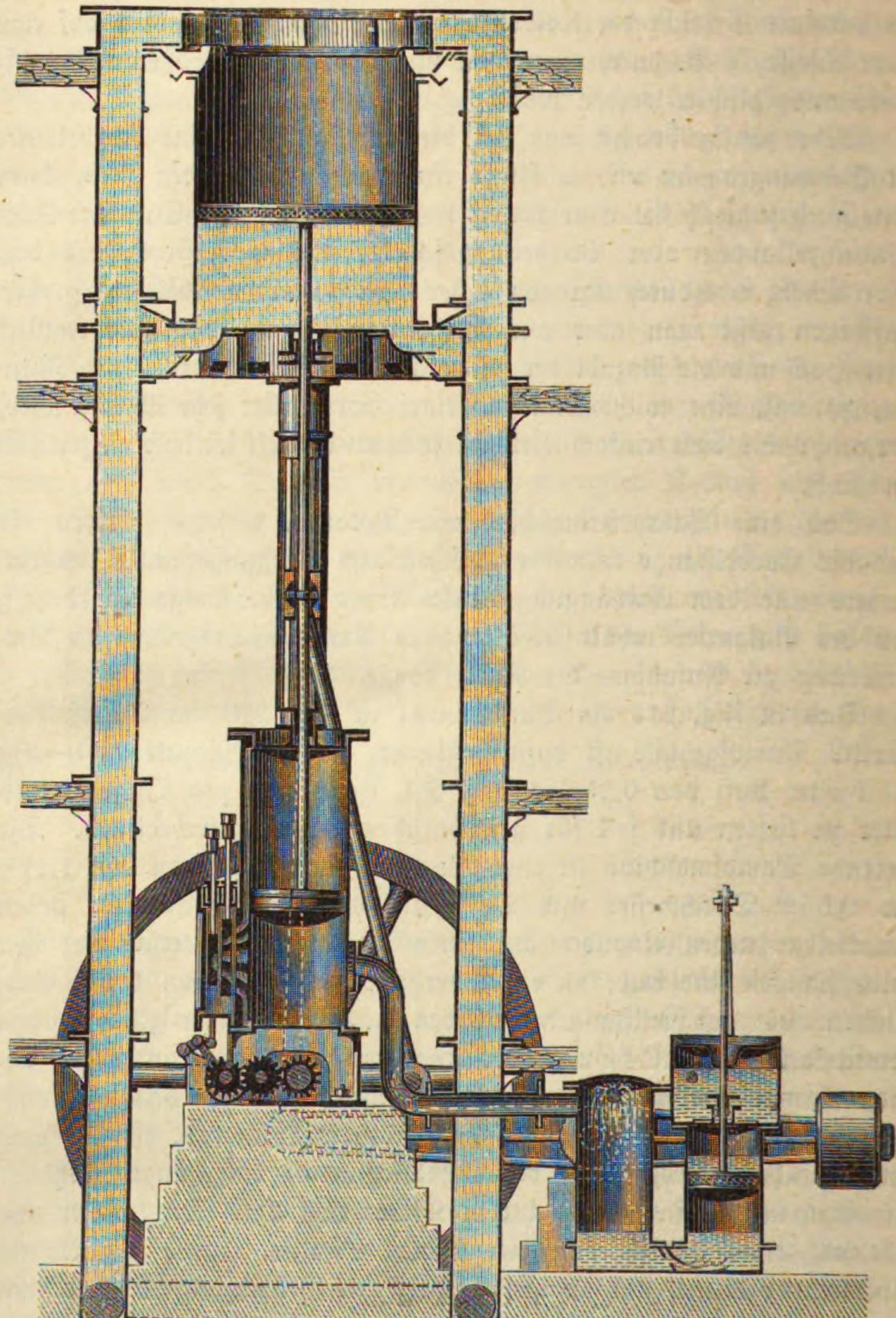
Sehr häufig bringt man bei diesen Maschinen eine Kurbelwelle mit Schwungrad an und erhält so einen genau begrenzten Hub, kann dann auch zugleich die Einrichtung treffen, daß die Luft-Ein- und Ausströmungsklappen oder Vertheilungsschieber des Gebläsecylinders von dieser Welle aus durch Excenter sicher bewegt werden; bei sehr großen Maschinen läßt man aber auch die Rotation ganz weg und regulirt ihren Hub und die Anzahl der zu machenden Spiele durch einen Katarakt, so daß eine solche Maschine einer Cornwaller sehr ähnlich wird, aber nicht wie diese einfach wirkend, sondern doppelt wirkend eingerichtet sein muß.

Soll eine Balanciermaschine mit Rotation versehen werden, so wird die Kurbelstange entweder zwischen dem Drehungspunkte des Balanciers und dem Aufhängungspunkte einer Kolbenstange angebracht, oder der Balancier erhält über letzteren Punkt hinaus noch eine Verlängerung zur Aufnahme der Kurbelstange.

Das in Fig. 277 im Durchschnitt, in Fig. 278 im Aufriß dargestellte Dampfgebläse ist dazu bestimmt, in der Minute 300—480 Kubikmeter Luft von 0,25 bis 0,30 Kil. Ueberdruck pro Quadratcentimeter zu liefern und soll für gewöhnlich zwei Hohöfen bedienen. Die wirkende Dampfmaschine ist eine Woolf'sche mit Cylindern von $1{,}17^{m}$ und $0{,}55^{m}$ Durchmesser und $2{,}8^{m}$ Hubhöhe. Beide Cylinder stehen unmittelbar neben einander auf einem tischartigen Untersatz und ihre Kolbenstangen sind beide an ein Querhaupt gehängt, von dessen Endpunkten aus zwei Lenkstangen nach den Kurbeln (die hier gleich an den Armen der beiden Schwungräder angebracht sind) der unter den Cylindern aufgelagerten Schwungradwelle gehen. Zwischen beiden Dampfkolbenstangen, etwas näher der des größern Cylinders, ist die nach unten geführte Kolbenstange des Gebläsecylinders eingehängt. Letzterer hat einen mit Leinwand gedichteten Kolben von $2{,}6^{m}$ Durchmesser und ruht auf einem Gerüst von vier hohlen Säulen, welche zugleich als Windleitung dienen und zu diesem Zweck als Bekränzung in den oberen Etagen des Gebäudes die zwei in Form eines Zwölfeckes angeordneten Ventilgehäuse für die zwölf Saug- und Druckventile von je $0{,}1^{m}$ Höhe und $0{,}63^{m}$ Länge tragen.

Die Steuerung der Dampfcylinder erfolgt durch die S. 444 beschriebene Schieberanordnung, und deren Bewegung von einer darunter liegenden kleinen Welle aus, welche durch zwei Stirnräder und Trans-

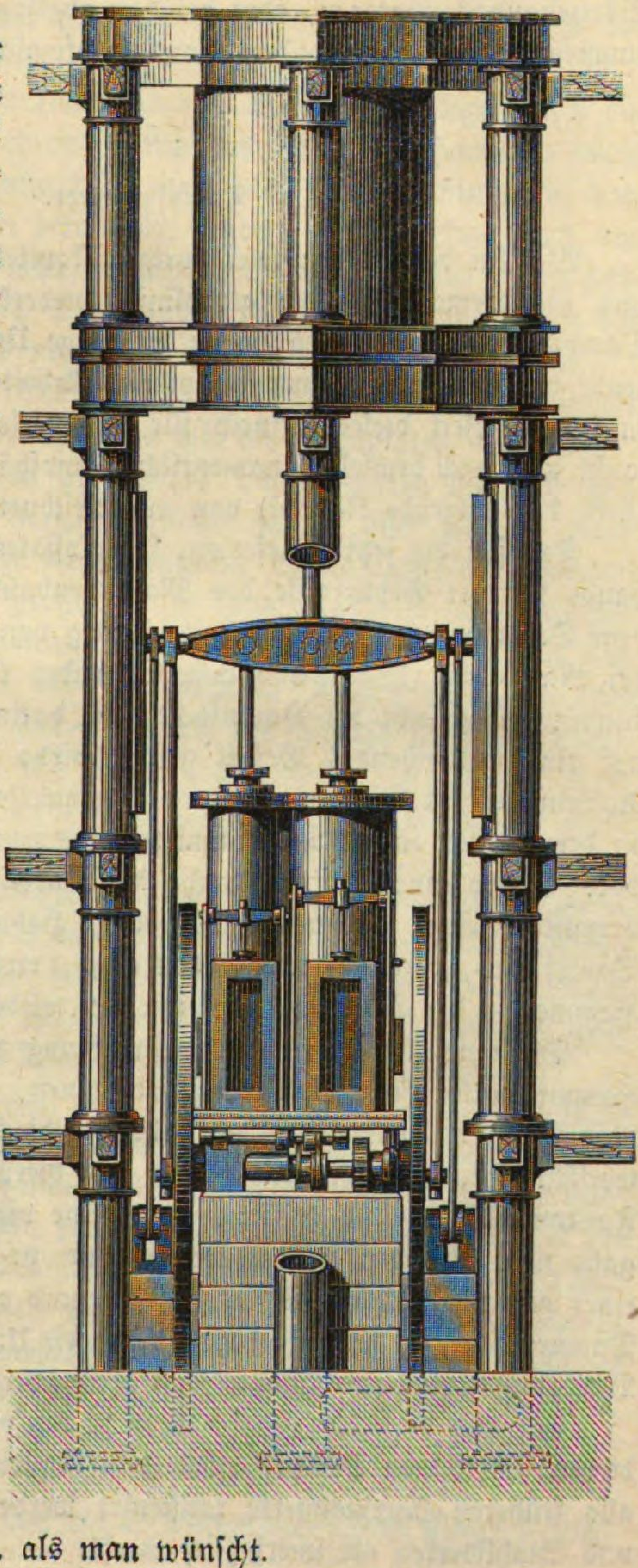
Fig. 277.



porteur mit der Schwungradwelle verbunden ist. Es wird der Vertheilungsschieber unmittelbar von dieser Steuerwelle aus durch zwei kleine Kurbeln und Lenkstangen, der Expansionsschieber durch ein Excenter

mittelst eines zwischenliegenden Hebels bewegt; letzterer hat einen Schlitz, in welchem sich der Angriffspunkt der Excenterstange verstellen und so die Hubhöhe des Schiebers verändern läßt.

Fig. 278.



Das Querhaupt der Kolbenstangen wird in zwei Gleisen geführt, die an zwei einander diametral gegenüberstehenden Säulen angeschraubt sind; von seinen Endpunkten aus gehen noch zwei Zugstangen nach den Enden zweier unten liegender Balanciers, welche am andern Arme ein Gegengewicht tragen und die Bewegung der Dampfkolben auf die Luftpumpe und die (in der Zeichnung nicht sichtbare) Kaltwasserpumpe fortpflanzen.

Um den Gang der Maschine zu reguliren und mit der gewünschten Windmenge und Pressung in Einklang zu bringen, ist mit der Windleitung ein kleiner Cylinder in Verbindung gesetzt, dessen Kolben durch Gewichte der Windpressung entsprechend beschwert ist und dessen Kolbenstange mit der Drosselklappe der Dampfleitung zusammenhängt, so daß die letztere geöffnet oder geschlossen, somit der Gang der Maschine beschleunigt oder verzögert wird, wenn die erzeugte Windpressung geringer oder stärker wird, als man wünscht.

Selbstverständlich können alle ähnlichen Konstruktionen sowohl für Gebläsemaschinen, als auch für solche Einrichtungen benutzt werden, wo man Luft aussaugen will, wie bei atmosphärischen Eisenbahnen, Eiserzeugungsapparaten, oder bei dem abgesonderten Betriebe von Luftpumpen an größeren Kondensationsdampfmaschinen.

5.

Dampfhämmer.

Wie bei den in den zwei vorigen Kapiteln abgehandelten Pumpen und Gebläsemaschinen die geradlinig wiederkehrende Bewegung eines Dampfkolbens unmittelbar ohne vorherige Umwandlung in eine rotirende zur Verrichtung einer bestimmten Arbeit benutzt wurde, hat man in neuerer Zeit dieses Princip für mancherlei Zwecke anzuwenden gewußt und nach demselben namentlich Dampfhämmer und Dampframmen (siehe das folgende Kapitel) von ausgezeichneter Wirkung hergestellt.

Der für die jetzt gelieferten, so kolossalen Schmiedestücke und überhaupt für die Bedürfnisse des Maschinenbaus so unentbehrlich gewordene Dampfhammer wurde fast gleichzeitig von Nasmyth in Patricroft bei Manchester (1842) und von Schneider (Bourdon) in Creusot erfunden und besteht der Hauptsache nach darin, daß ein Dampfcylinder auf ein entsprechendes Gestell gesetzt wird; die nach unten gerichtete Kolbenstange ist mit dem schweren Hammerklotz verbunden, welcher sich in dem Gestell führt, und unmittelbar darunter befindet sich der Ambos. Durch eine Oeffnung nahe am Boden des Cylinders läßt man vermittelst einer geeigneten Schieber-, Hahnen- oder Ventilsteuerung Dampf ein-, bezüglich wieder austreten, treibt so den Kolben sammt Hammer in die Höhe und läßt ihn frei wieder herabfallen.

Die Vortheile einer solchen Einrichtung gegenüber den gewöhnlichen Hammerwerken sind unschwer zu erkennen, denn sie nimmt weniger Raum ein, versperrt denselben nicht wie die bisherigen Stirn- und Aufwerfhämmer, erfordert ein einfacheres Gerüst und eine beschränktere Fundamentirung; sie gestattet ferner eine viel bedeutendere, gleichwohl ganz nach Belieben zu regulirende und zu verändernde Hubhöhe bei einer genau vertikalen Schlagrichtung, und endlich fallen die durch die Daumenwelle, so wie überhaupt durch die Umwandlung der rotirenden Bewegung in eine geradlinig wiederkehrende verursachten Kraftverluste weg.

Ein und derselbe Hammer kann zu den verschiedenartigsten Arbeiten dienen; es können Dampfhämmer von ungleich größerer Mächtigkeit als alle früheren Hammerwerke konstruirt werden, was sie jetzt in Eisen- und Stahlwerken oft unersetzlich macht.

Wendet man Dampf von 4 Kilogr. Ueberdruck pro 1 □ ^{cm} an und läßt ihn auf einen Kolben von 29 ^{cm} Durchmesser, also 660 □ ^{cm} Fläche wirken, so wird er einen Hammerblock von 2500 Kilogr. heben können, und dieser, nur 1,5 ^{m} hoch herabfallend, eine Leistung ausüben, die kaum ein andrer Hammer von 15000 Kilogr. Gewicht bei nur 0,3 ^{m} Fall besäße. [1]

Die Steuerung solcher Dampfhämmer wird in der Regel durch die Hand regiert, sie kann aber auch durch das Spiel des Hammers selbst bewirkt werden. Sehr häufig trifft man auch die Einrichtung so, daß der Hammer nicht blos frei herabfällt, sondern seine Wirkung noch dadurch verstärkt wird, daß man Dampf auf die Oberseite des Kolbens wirken läßt, sei dieß nun frischer oder bereits zum Heben des Hammers gebrauchter, also nur durch Expansion wirkender Dampf.

Der Ambos und die Chabotte müssen stets eine sehr bedeutende Masse erhalten; sie hängen entweder mit der Sohlplatte, auf welcher das Gestell ruht, zusammen oder gehen durch dieselbe hindurch und bestehen für sich allein; in allen Fällen ist es aber nöthig, einen Dampfhammer vorzüglich zu fundamentiren. Seine Sohlplatten werden mit einer verhältnißmäßig großen Masse (aus kreuzweise über einander gelegten Balken, die auf Mauerwerk ruhen, bestehend) verschraubt und das Ganze ruht auf Beton und Steinschotter. Wegen der variirenden Stärke der Schmiedestücke hat man auch den Ambos insofern verstellbar eingerichtet, als man ihn zuweilen auf einen hydraulischen Preßkolben setzt, der sich durch mehr oder minder zugeführtes Wasser heben und senken läßt.

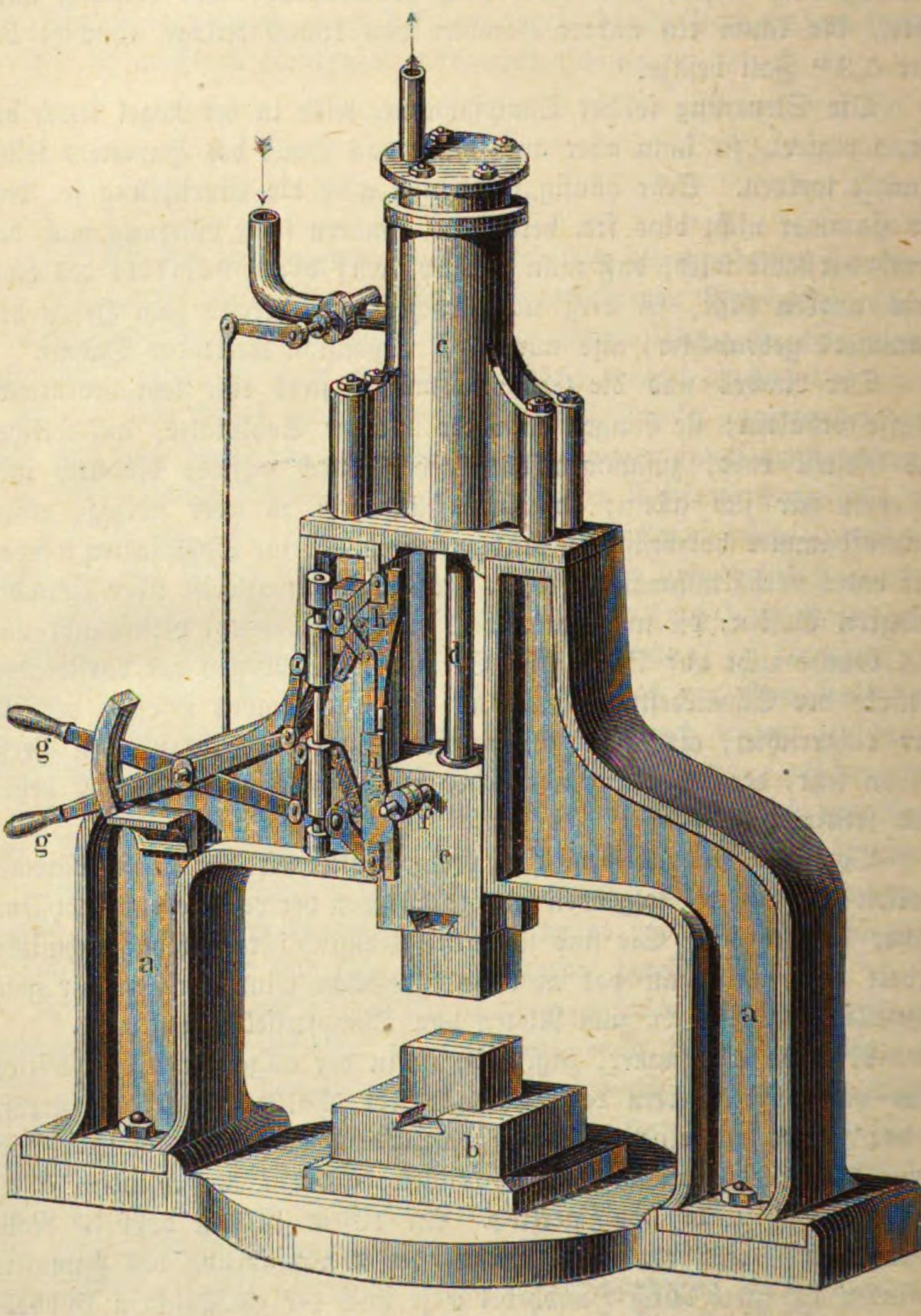
Von den vielerlei verbesserten Konstruktionen der Dampfhämmer wollen wir nur die folgenden als Haupttypen der verschiedenen Systeme näher hervorheben. Sie sind sämmtlich lediglich für die bloße Schmiedearbeit bestimmt, man hat aber auch ähnliche Einrichtungen für ganz spezielle Zwecke, z. B. zum Nieten von Dampfkesseln, konstruirt.

Naylor's Hammer, Fig. 279, ist in der allgemeinen Disposition dem vorhin erläuterten von Nasmyth sehr ähnlich. a ist das Gerüst, b der Ambos mit einer schwalbenschwanzförmigen Nuth, um seine stählerne Bahn leicht auswechseln zu können, c der Dampfcylinder, d die Kolbenstange, e der Hammerklotz. An diesem ist eine doppelte Rolle f angebracht, und am Gestell neben der Geradführung des Hammers befinden sich zwei durch Handhebel g je nach der gewünschten Hubhöhe vom Arbeiter beliebig hoch oder tief zu stellende schräge Flächen h, deren Führungsstangen an den korrespondirenden Armen zweier Winkel-

[1] Man baut jetzt oft Hämmer von 25 Tonnen oder 25,000 Kilogr. Gewicht.

hebel hängen und, wenn sie beim Heben oder Fallen des Hammers von der Rolle f zurückgedrängt werden, diese Winkelhebel drehen. Die

Fig. 279.



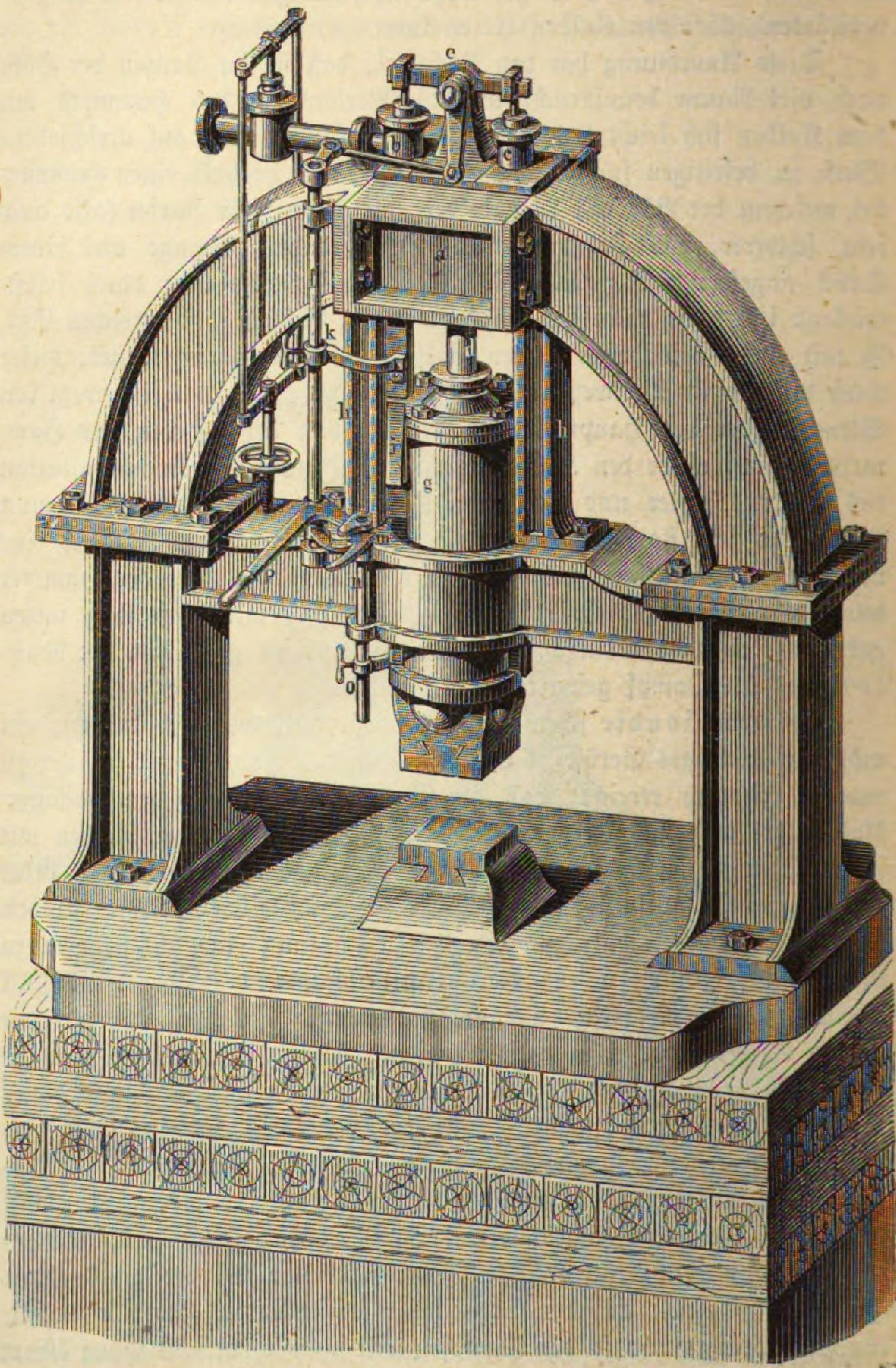
Achsen dieser Winkelhebel sind mit den Dampf-Ein- und Austritts-ventilen in Verbindung und diese werden daher entsprechend geöffnet oder geschlossen, und zwar ist diese selbstwirkende Steuerung so eingerichtet, daß der Dampf sowohl zum Heben des Hammerklotzes unter den Kolben,

als auch, um dessen Herabgehen zu beschleunigen und den Schlag zu verstärken, über den Kolben treten kann.

Diese Anordnung hat den Nachtheil, daß sie im Ganzen der Höhe nach viel Raum beansprucht und die Verbindung des Hammers mit dem Kolben sich leicht lockert, welche Uebelstände man auf verschiedene Weise zu beseitigen suchte. Daelen konstruirte deshalb einen Hammer, bei welchem der Bär mit dem Kolben und dessen sehr starker (also auch sehr schwerer, das Hammergewicht vermehrender) Stange aus einem Stück angefertigt ist. Daelen's Steuerung, welche blos dann selbstwirkend ist, wenn man den Hammer seinen höchsten Hub erreichen läßt, ist mit einem besonderen kleinen Hülfsdampfcylinder ausgerüstet; dieser wird durch einen Vierweghahnen gesteuert und seine Stange bewegt den Steuerschieber des Hauptcylinders derart, daß beim Heben des Hammers Dampf unter den Kolben tritt, und hierauf die Kommunikation des Raumes unter und über dem Kolben hergestellt wird. Da nun wegen der sehr starken Kolbenstange die obere Seite des Kolbens eine viel größere Druckfläche als die untere darbietet, so wird der Hammer durch die expansionsweise Wirkung des Dampfes mit Kraft nach unten getrieben, es wird demnach bei dieser Konstruktion gegenüber der Naylor'schen an Dampf gespart.

Bei dem Condie'schen Hammer, Fig. 280, wird die Absicht, ein möglichst niedriges Gerüst zu erhalten und das Ganze somit stabiler zu machen, dadurch erreicht, daß der Dampfcylinder selbst den Hammerklotz bildet und sich auf und nieder bewegt, während der Kolben mit seiner Stange am Gestell fest hängt. Die letztere ist hohl und dient zugleich zur Dampfzuführung, weßhalb sie unmittelbar über dem Kolben seitliche Oeffnungen hat, um hier den Dampf ein- und ausströmen zu lassen. Auf dem die oberen Gerüsttheile zusammenhaltenden Mittelstück a sind zwei Dampf-Ein- und Austrittsventile b und c, die mit der hohlen Kolbenstange d in Zusammenhang stehen. Die Stangen beider Ventile hängen an den Enden eines kleinen Balanciers e und dieser ist durch Hebel und Zugstange mit der vertikalen Steuerwelle f verbunden; eine Feder an der Zugstange hält das Eintrittsventil stets offen, das Austrittsventil stets geschlossen. Der Dampfcylinder g mit der unten besonders eingeschobenen Hammerbahn gleitet in Führungsleisten h und besitzt eine schräge Fläche i, welche bei der gewünschten Hubhöhe an einen auf der Steuerwelle verstellbaren Hebel k drückt, ihn zurückdrängt und so den Dampfeintritt schließt, den Ausgang öffnet und demnach den Hammer zum Fallen bringt. Da aber, sobald letzteres eintritt, sich die Fläche i wieder vom Hebel k entfernt und durch die Kraft der erst erwähnten Feder das Dampfeintrittsventil sich sofort

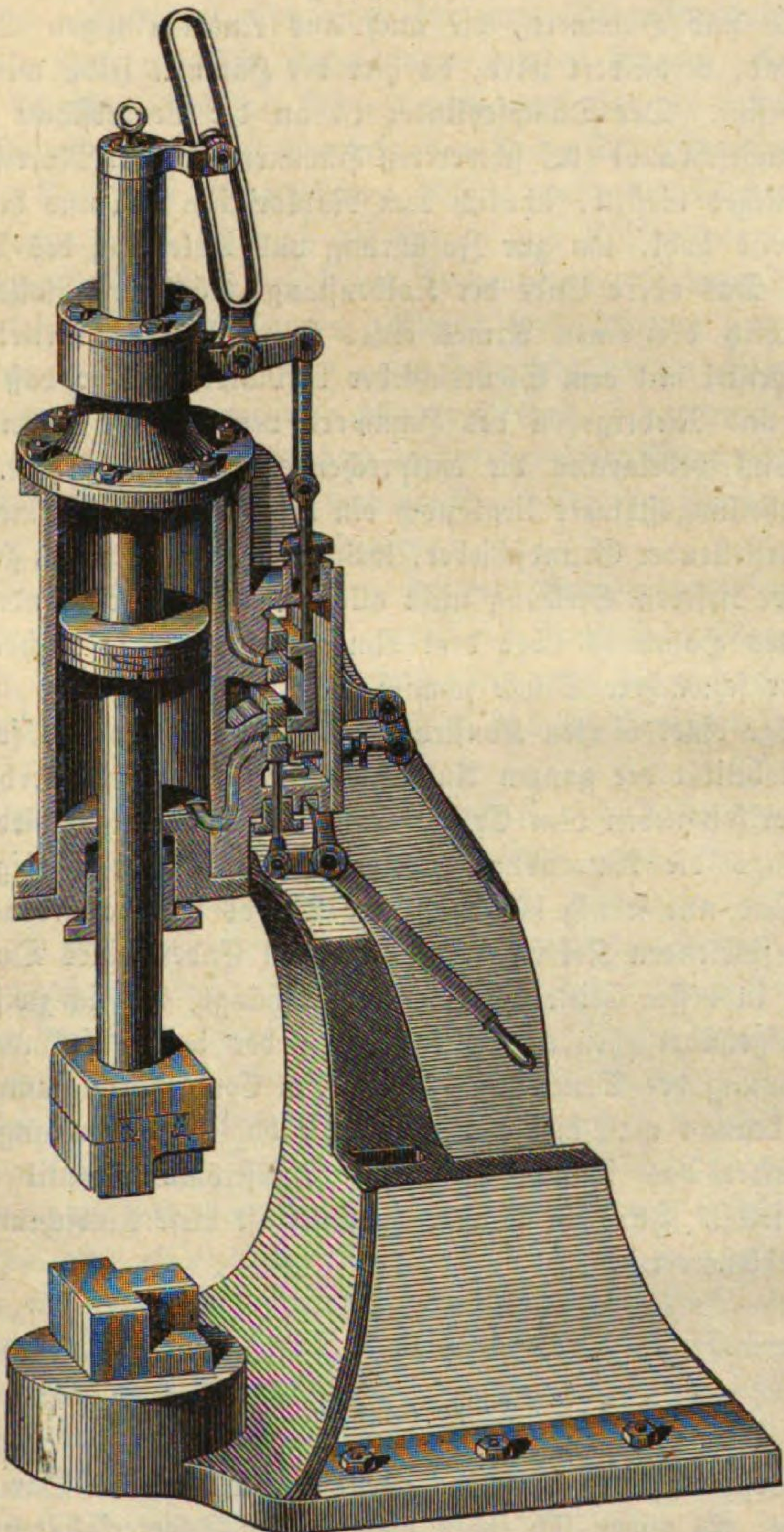
Fig. 280.



wieder öffnen würde, so ist am untern Ende der Steuerwelle f noch ein Hebel l angebracht, der sich gegen einen Sperrdaumen m an einer zweiten Welle n stützen kann und so die Wirkung der Feder auf die

Drehung der Welle f auffängt, bis der Hammer niederfällt und durch sein Wirken auf die Welle n mittelst des Hebels o oder auch durch Drehen des Handhebels p die Welle f wieder ausgelöst wird.

Fig. 281.



Aus Fig. 281, welche Morrison's Hammer darstellt, geht hervor, daß dieser Konstrukteur ebenfalls eine sehr starke und schwere

Kolbenstange anwendet, wie Daelen; dieselbe ist aber auch durch den Deckel des Dampfcylinders hindurch verlängert und an diesem oberen Ende mit einer angehobelten Fläche versehen, die auf einer korrespondirenden Fläche der oberen Stopfbüchse gleitet, wodurch das Drehen des Kolbens und Hammers, die auch aus einem einzigen Stück geschmiedet sind, verhindert wird, da hier der Hammer selbst weiter keine Führung besitzt. Der Dampfcylinder ist an die Vorderfläche des Gestellbockes angeschraubt (bei schwereren Hämmern wendet Morrison auch ein zweitheiliges Gestell, ähnlich dem Naylor'schen an) und dieser letztere theilweise hohl, um zur Zuführung und Ableitung des Dampfes zu dienen. Das obere Ende der Kolbenstange trägt eine Rolle, welche in dem Schlitz des einen Armes eines Winkelhebels arbeitet, dessen anderer Schenkel mit dem Steuerschieber verbunden ist, so daß letzterer beim Auf- und Niedergehen des Hammers vermöge der Form des geschlitzten Winkelhebelarmes die entsprechende Bewegung erhält. Unter diesem Vertheilungsschieber liegt noch ein besonderer, durch einen Handhebel zu verstellender Grundschieber, welcher in Folge der ihm gegebenen höheren oder tieferen Stellung nicht allein die Hubhöhe, sondern auch die Höhe des Hammers über dem Ambos regulirt, je nachdem man stärkere oder schwächere Stücke schmiedet.

Vermöge einer vierten Konstruktionsart, von Voisin, sollte eine größere Stabilität der ganzen Anordnung dadurch erzielt werden, daß der Hammerklotz neben dem Cylinder auf und ab geführt wird, wobei sich allerdings die Anwendung zweier Dampfcylinder nöthig macht. Dieselben sind nur wenig höher als der Ambos selbst angebracht, ihre nach oben spielenden Kolbenstangen mit den Enden eines Querstückes verbunden, in dessen Mitte der Hammerbär hängt, der sich zwischen den einander gegenüberstehenden Seitenwänden der beiden Cylinder führt. Die Anordnung der Steuerung ist der beim Condie'schen Hammer ähnlich, doch braucht man hier natürlich keine hohlen Kolbenstangen, sondern verbindet das Dampf-Ein- und Ausströmungsventil mit den Cylindern selbst. Für sehr schwere Hämmer ist diese Einrichtung jedenfalls empfehlenswerth.

6.

Dampframmen.

Der Erfindung des Dampfhammers mußte die einer Dampframme nahe liegen. Es zeigen sich indeß hier insofern Schwierigkeiten, als der einzurammende Pfahl immer tiefer sinkt, also auch der Rammklotz immer tiefer herabfallen und der Dampfcylinder demnach selbst nachrücken muß.

Nasmyth war einer der ersten, welcher die Schwierigkeiten überwand. Seine Einrichtung besteht aus einer großen Plattform, die, auf niedrigen Rädern ruhend, nach Bedarf längs der zu errichtenden Pfahlreihe weiter gerückt werden kann. Am vordern Ende ist das Rammgerüst aufgerichtet und zwar für zwei Rammapparate, so daß zwei Pfähle nach einander eingeschlagen werden können. Am hintern Ende der Plattform befindet sich ein ganz nach Art der Lokomotivkessel erbauter Dampferzeuger und eine besondere kleine Dampfmaschine, welche sowohl das Seil zum Aufziehen der Pfähle und zum Wiederaufziehen des Rammapparates, als auch die Sägen zum Abschneiden der Pfähle in Bewegung setzt. Vom Kessel aus ist dann eine biegsame Röhre nach den eigentlichen Rammapparaten geführt; diese letzteren sind ganz wie Dampfhämmer eingerichtet, und zwar kann jede der im vorigen Kapitel beschriebenen Hauptanordnungen benutzt werden, d. h. man kann entweder den Rammklotz an das nach unten gerichtete Ende einer Kolbenstange anhängen, oder es kann auch der Dampfcylinder selbst als Rammbär dienen, wie bei Condie's Hammer.

In Fig. 282 ist ein nach dem letzteren Princip von Riggenbach für die Bauten der Schweizer Centralbahn konstruirter Rammapparat im Aufriß, in Fig. 283 im Grundriß, Fig. 284 im aufrechten Durchschnitt nach der Linie A B und in Fig. 285 im Horizontaldurchschnitt nach der Linie C D dargestellt.

Die ganze Vorrichtung ist mittelst Seil und Rolle c am höchsten Punkt des Rammgerüstes aufgehängt; letzteres besteht wie gewöhnlich aus zwei hölzernen Langsäulen a, die dem Rammapparat und dem Pfahl b als Führung dienen. Da hier der Cylinder als Rammbär dient, so muß die Kolbenstange am Pfahl selbst unverrückbar befestigt sein. Der Kopf des letzteren wird in einen Ring d gesteckt, welcher mit vier durch Stellschrauben e nachzustellenden Backen ausgerüstet ist. Dadurch wird eine Art Schraubstock gebildet, auf welchem vier aufrechte Leitschienen f angebolzt sind, die sowohl dem Cylinder g als Führung dienen, als auch am obern Ende mittelst eines Ringes die Kolbenstange h festhalten, und gleichzeitig mittelst der an zwei solchen einander diametral gegenüberstehenden Schienen angeschraubten Winkelplatten i die Langsäulen a umfassen. Die Schraubenmuttern dieser Führungsschienen sind (wie auch fast alle andern Schraubenmuttern am Cylinder) mit Unterlegscheiben von Kautschuk versehen, damit die Erschütterung des Pfahles im Moment des Schlages sich nicht zu hart auf die übrigen Theile des Mechanismus fortpflanzt.

Die Kolbenstange ist hohl und der Dampf strömt durch dieselbe in den Cylinder, aber stets nur über den Kolben, da er blos den Cylinder

Fig. 282.

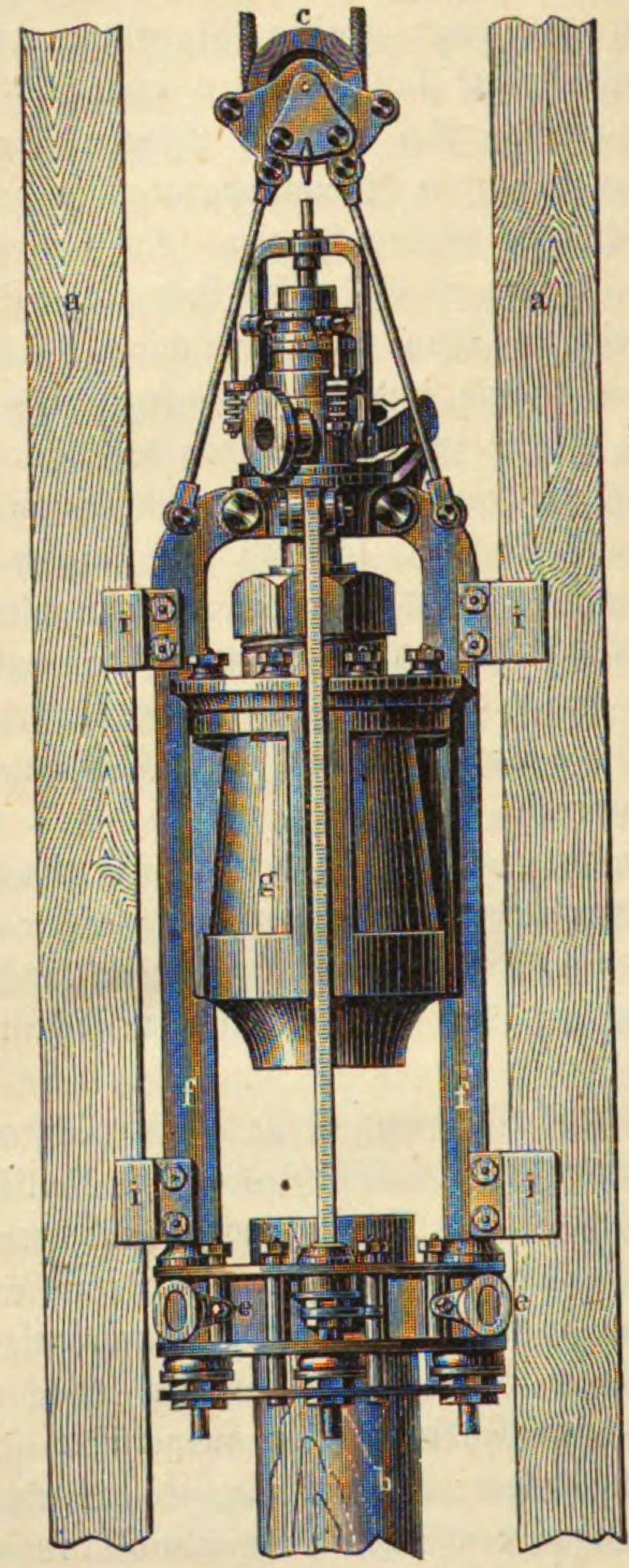


Fig. 284.

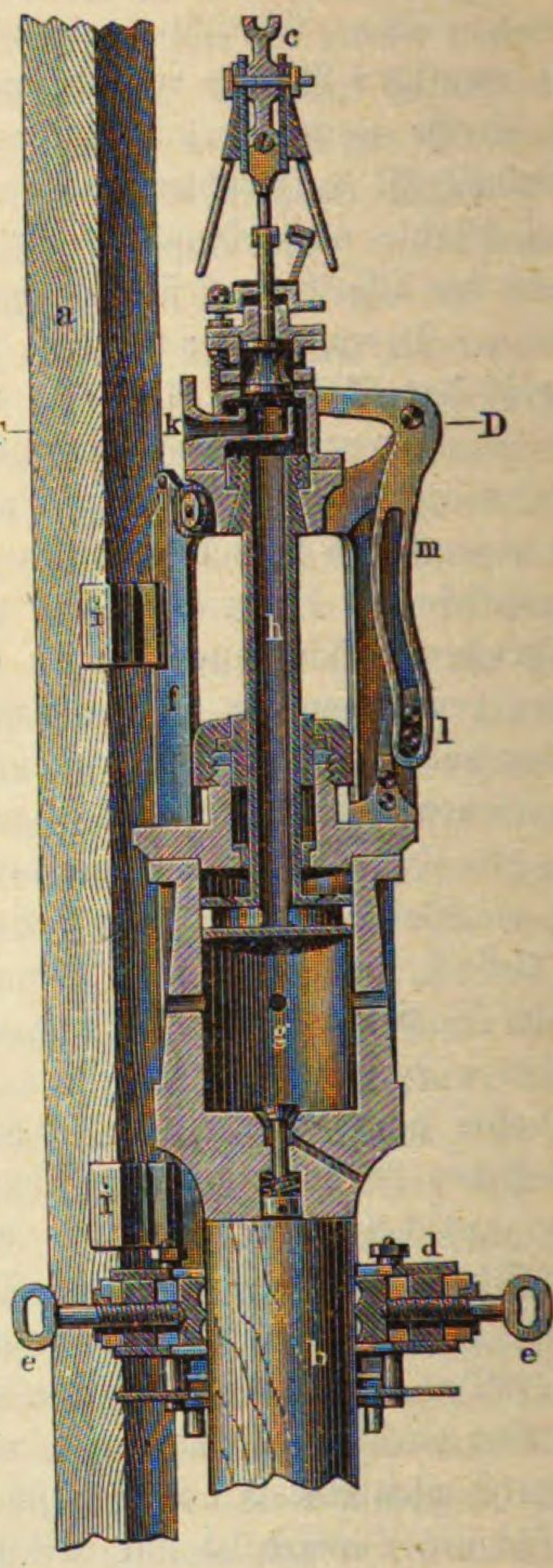


Fig. 283.

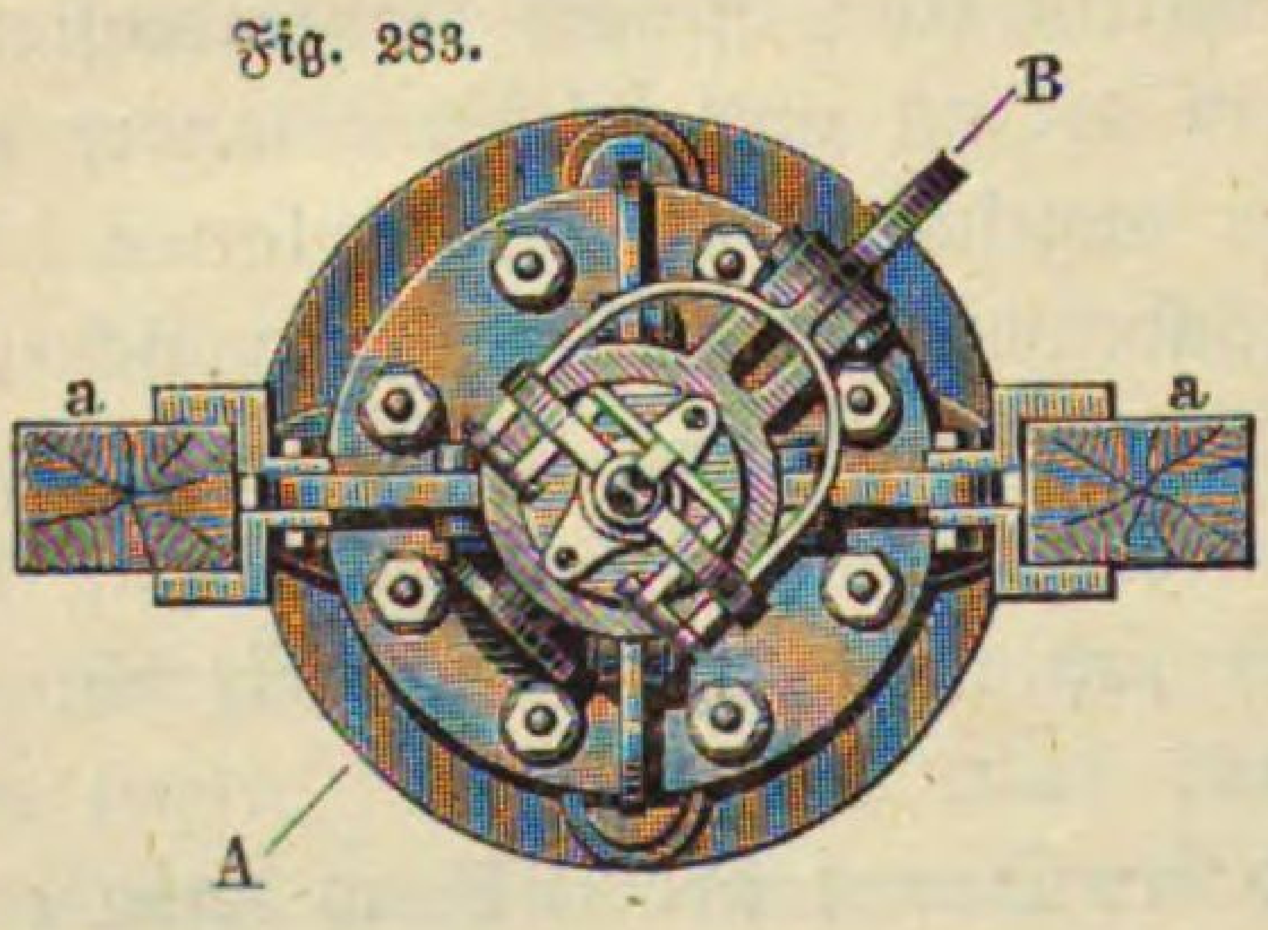
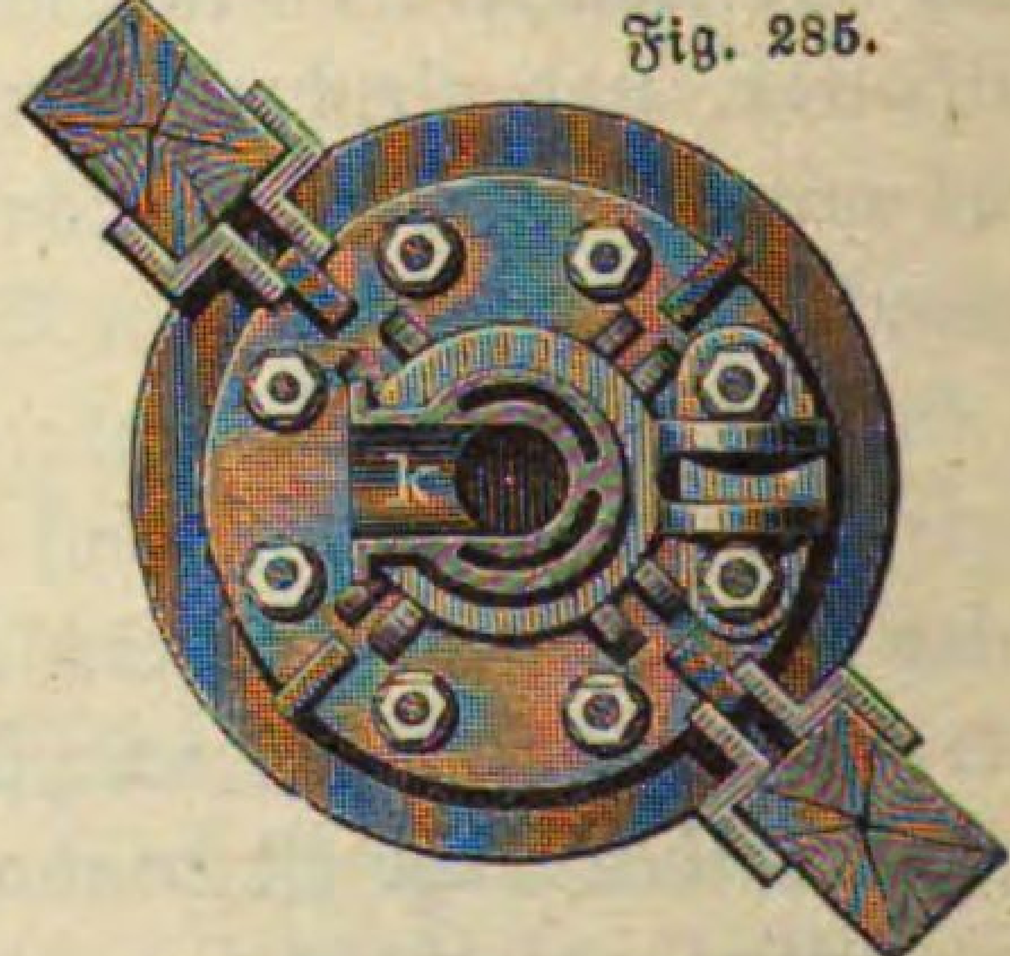


Fig. 285.



heben soll, welcher dann von selbst herabfällt und lediglich durch den Stoß wirkt. Während der Cylinder aufsteigt, ist der ganze Raum über dem Kolben mit Dampf von der Spannung im Kessel erfüllt, und zwar bis zu dem Augenblicke, in welchem mehrere ungefähr in der halben Höhe der Cylinderwandung befindliche Oeffnungen frei werden; dann entweicht der Dampf allerdings in die Luft, aber der Cylinder steigt vermöge der bereits erlangten Geschwindigkeit noch ein Stück weiter auf, es preßt sich dabei die unter dem Kolben befindliche Luft zusammen und dient als Feder, um die Anfangsgeschwindigkeit des Cylinders beim Fallen zu vermehren.

Der Dampf wird durch ein biegsames Rohr aus dem Kessel nach einer über der Kolbenstange aufgesetzten Büchse k geleitet, welche oben zeitweilig durch einen Steuerkolben bedeckt wird, so daß hierdurch der nach der hohlen Kolbenstange führende Kanal geschlossen oder geöffnet wird. Ist der Cylinder ganz herabgefallen, so befindet sich der Kolben nahe am Cylinderdeckel und jetzt öffnet sich durch den Druck des Dampfes selbst der Steuerkolben, der Dampf strömt in den Cylinder ein und hebt ihn. Dabei gleitet aber auch der Bolzen l in dem eigenthümlich geformten Schlitze einer Kouliſſe m, und dreht diese um ihre Achse, so daß am Ende des Hubes ein mit ihr aus einem Stück bestehender Hebelarm mittelst eines Bügels den Steuerkolben wieder niederdrückt und den Zutritt des Dampfes abschneidet. Gleichzeitig legt sich eine mit dem Koulissenhebel und seinem Bügel verbundene Falle ein und hält die Stange des Steuerkolbens fest; erst wenn der Schlag auf den Pfahl vollbracht ist, löst sich diese Falle in Folge der eigenthümlichen Gestalt der Koulisse wieder aus und der Steuerkolben kann sich erheben, um ein neues Spiel einzuleiten.

Die Dimensionen dieses Apparats anlangend, so ist der Durchmesser des Cylinders 24^{cm}, seine Fallhöhe beträgt eben so viel, und das Gewicht 350 Kilogr. Es können in der Minute 200 Schläge geschehen und so mit Leichtigkeit Pfähle von 3,3^{m} Länge und 0,24^{m} Stärke eingerammt werden. Die meiste Zeit ist zum Richten des Apparates erforderlich, es gehören immer 15 Minuten zu einer Operation; gleichwohl können damit im Durchschnitt täglich 40 Pfähle eingeschlagen werden.

7.

Schiffsmaschinen.

Wenn auch schon kurz nach Erfindung der Dampfmaschinen Versuche gemacht wurden, dieselben zum Fortbewegen von Schiffen anzu-

wenden, so gelang es doch erst 1807 dem Amerikaner Fulton, ein brauchbares Dampfboot zu Stande zu bringen.

Die in der ersten Zeit der Entwickelung der Dampfschifffahrt erbauten Dampfboote wurden durch Ruderräder bewegt, erst später (von 1839 an) verwendete man dazu auch die Schraube; andere Methoden, die Dampfkraft zu diesem Zwecke zu benutzen, vielleicht mit Ausnahme des Seydell'schen Turbinendampfboots, sind als erfolglos gebliebene Versuche zu betrachten. Das Verdienst, die Schraube zuerst zum Betriebe von Schiffen angewendet zu haben, gebührt Joseph Ressel, der im Jahr 1829 die erste gelungene Seefahrt mit derselben angestellt hat, während F. P. Smith, dem von Seiten der Engländer die Priorität zugeschrieben wird, erst im Jahr 1836 seine erste Fahrt unternahm. Man sehe hierüber Biografia di Giuseppe Ressel, Trieste 1858, sowie Gutachten über die Priorität Joseph Ressel's, Triest 1862.

Bei den Ruderradschiffen liegt die vom Dampf zu treibende Welle in der Breitenrichtung des Schiffes und trägt an jedem Ende ein Ruderrad; die Höhe ihrer Lage im Schiffe über dem Wasserspiegel muß daher weniger betragen als der Halbmesser eines Rades. Die Welle einer Schraube liegt parallel zur Länge des Schiffes vor dem Steuerruder und wenigstens um den Schraubenhalbmesser unter dem Wasserspiegel. In beiden Fällen ist also der für die Aufstellung einer Dampfmaschine zu wählende Raum sehr verschieden, immerhin aber sehr beschränkt, so daß die gewöhnlichen Formen der Landdampfmaschinen nicht gut ohne Nachtheil angewandt werden können, um so mehr als Raum- und Gewichtsersparniß besonders berücksichtigt werden müssen.

Die Schiffsmaschinen sind beinahe immer Zwillingsmaschinen, da ein Schwungrad nur sehr unvortheilhaft anzubringen wäre und sie sich mit Leichtigkeit zum Vor- und Rückwärtsgang müssen umsteuern lassen, was bei einem einzigen Dampfcylinder immer unbequem ist. Da man auf Schiffen stets Wasser genug zur Verfügung hat, so erbaut man auch fast nur Kondensationsmaschinen, weil die Ersparniß an Brennmaterial hier doppelt in das Gewicht fällt. Die Einrichtung der Maschinen für Räderschiffe und für Schraubenschiffe weicht aber auch wesentlich von einander aber, weil ihre Geschwindigkeiten sehr verschieden sein müssen, indem die verhältnißmäßig kleine Schraube viel rascher umlaufen muß, als die großen Ruderräder. Da die von Schiffsmaschinen zu entwickelnde Kraft bei großen Dampfbooten sehr bedeutend ist (die größten bis jetzt erbauten Dampfmaschinen überhaupt sind Schiffsmaschinen), so trug man früher Bedenken, die Schraubenwelle unmittelbar durch die Maschinen zu treiben, was bei Räderschiffen stets geschieht, sondern stellte deren größere Umdrehungszahl durch eine Räder-

übersetzung her; die Erfahrung hat jedoch gelehrt, daß dieß nicht nöthig ist, und so wendet man Zahnräderwerk nur noch selten an, hat auch Mittel gefunden, das heftige Schlagen der Ventile der Luftpumpen bei diesen schnell gehenden Maschinen unschädlich zu machen. Die oben erwähnten beschränkten Raumverhältnisse bedingen es meist, daß die Schiffsmaschinen Cylinder von sehr großem Durchmesser, aber verhältnißmäßig kurzem Hub (oft geringer als der Durchmesser) erhalten. Ihre Stärke gibt man gewöhnlich nach nominellen Pferdekräften an (S. 386), die wirklich ausgeübte Kraft ist meist viel größer, da man jetzt großentheils Dampf von mehreren Atmosphären Spannung anwendet.

Die Einrichtung der Kessel für Schiffsmaschinen ist auf Seite 179 bereits beschrieben worden; für höher gespannte Dämpfe wendet man aber auch vielfach Röhrenkessel ähnlich den Lokomotivkesseln (S. 175) an, die jedoch der räumlichen Verhältnisse und der Schwankungen des Schiffes halber eine mehr hohe als lange Form erhalten und bei starken Maschinen in ziemlich großer Anzahl vorhanden sein müssen.

Die Schiffsmaschinen selbst anlangend, so gibt es eine sehr große Anzahl verschiedener Konstruktionsarten, von denen wir hier nur einige beschreiben können; sie zerfallen, wie schon bemerkt, in zwei Hauptklassen: in Räderschiffsmaschinen und Schraubenschiffsmaschinen, und bei jeder dieser beiden Klassen unterscheidet man direkt und indirekt wirkende. Bei den Räderschiffsmaschinen nennt man direkt wirkende alle diejenigen, bei denen keine Balanciers angewendet werden; bei den Schraubenmaschinen versteht man unter direkt wirkenden solche, welche die Schraubenwelle unmittelbar ohne dazwischen liegendes Räderwerk umtreiben.

Betrachten wir zuerst die M a s c h i n e n f ü r R ä d e r s c h i f f e. Nachstehende Fig. 286 zeigt uns einen Durchschnitt und Fig. 287 eine Stirnansicht einer indirekt wirkenden oder Balanciermaschine, wie sich dergleichen auf den großen Dampfern der Cunardslinie finden. Sämmtliche Theile der Maschine ruhen auf einer gußeisernen Bodenplatte, welche auf zwei hohlen schmiedeisernen, das Schiff entlang oder mit dem Kiel parallel laufenden Balken liegt. Die Verbindung dieser Bodenplatte mit den ziemlich hoch liegenden Ruderradwellenlagern erfolgt durch ein Gerüst von schmiedeisernen Säulen, und diese sind noch durch Querstangen unter sich und durch Diagonalstangen gegen den Cylinder und Kondensator abgesteift. Das Querhaupt der Dampfkolbenstange ist durch Zugstangen, welche mit einer Gegenlenkergeradführung versehen sind, mit den zu beiden Seiten des Cylinders auf die Bodenplatte aufgelagerten zwei Balanciers verbunden, deren andere Enden die ebenfalls mit einem Querhaupte ausgerüstete Kurbelstange erfassen.

Fig. 286.

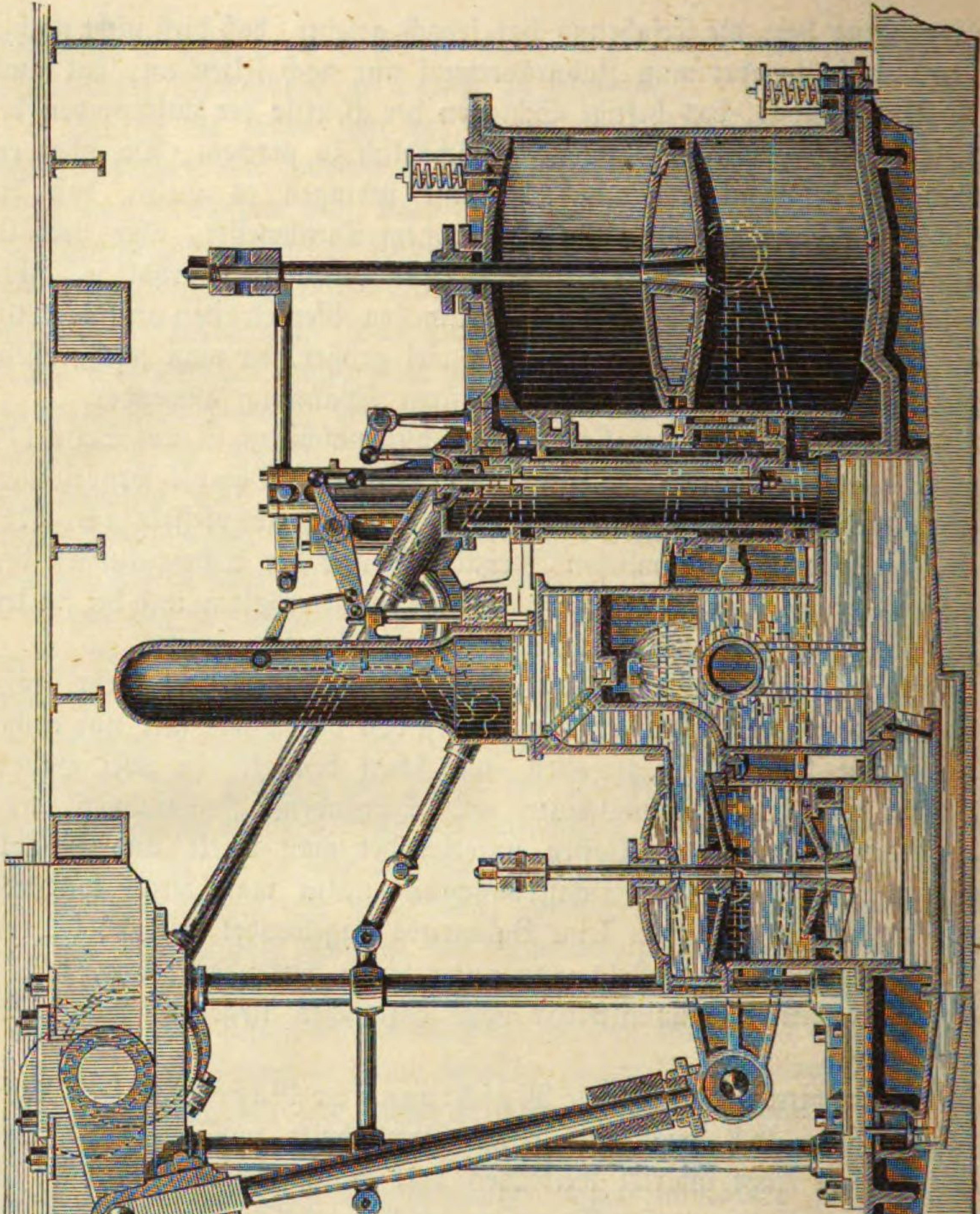
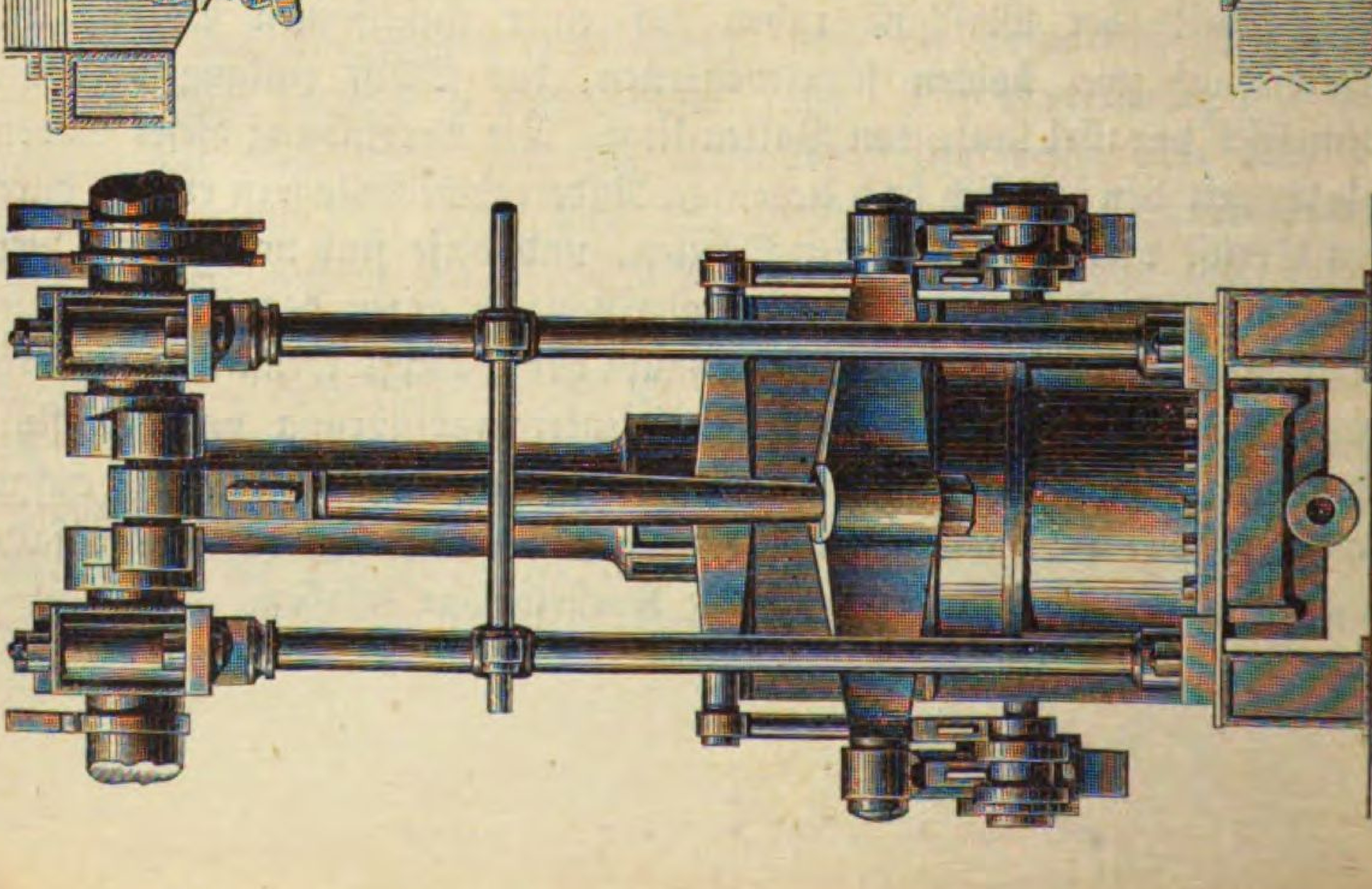


Fig. 287.

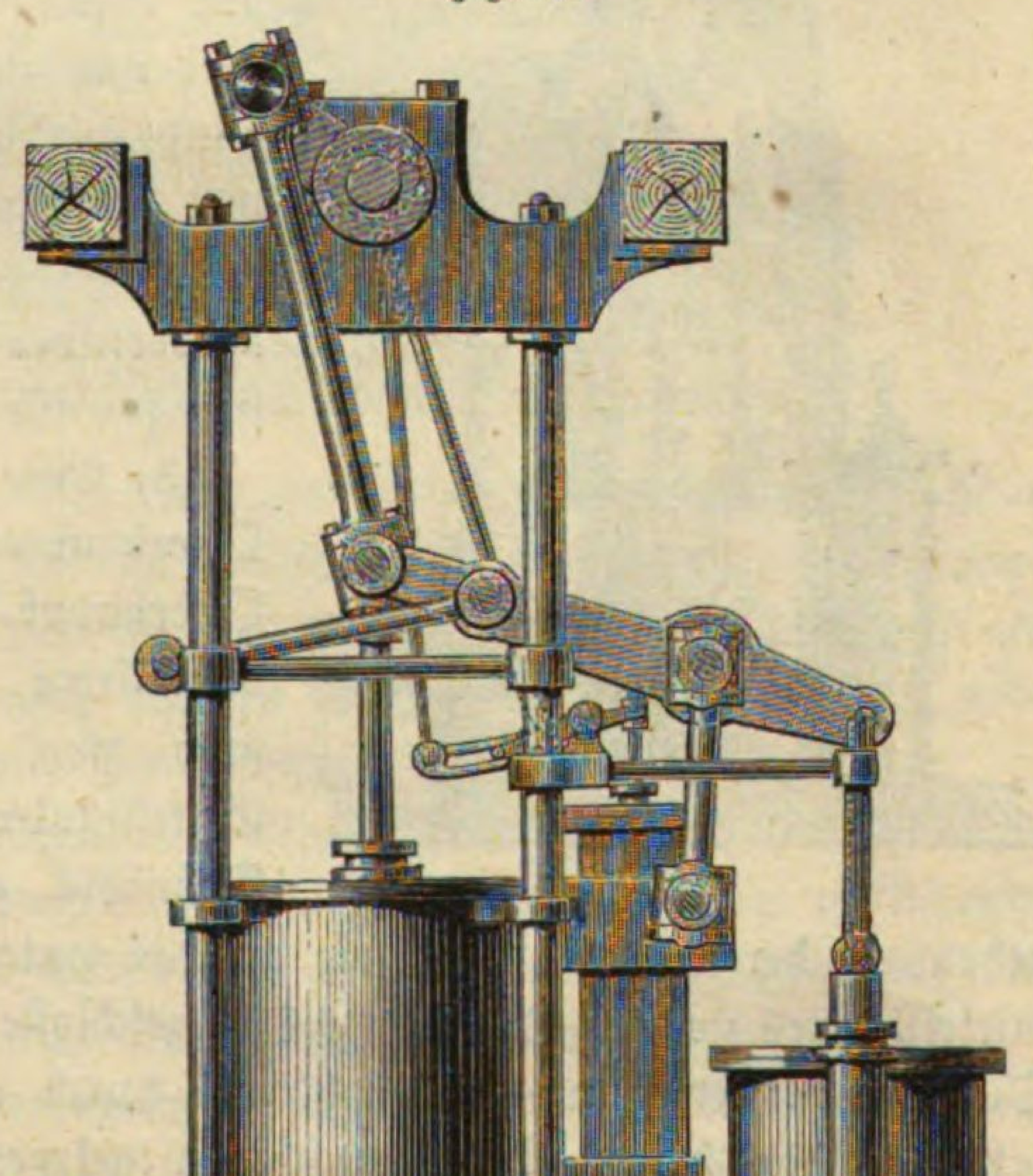


Die Steuerung besteht aus einem sogenannten langen D-Schieber, dessen halbzirkelförmige Vorderfläche durch stopfbüchsenartige Verpackungen gegenüber den Eintrittskanälen abgeschlossen ist, und der deßhalb zu den entlasteten Schiebern (S. 306) zu rechnen ist; seine Bewegung erfolgt durch ein einziges Excenter, welches sich daher beim Umsteuern (S. 328) auf der Welle drehen muß. Die Luftpumpe wird durch zwei Zugstangen von den Balanciers aus mit Hülfe eines Querhauptes auf ihrer Kolbenstange in Bewegung gesetzt.

Auf den europäischen Dampfbooten bringt man stets die Balanciers paarweise und zu beiden Seiten der Maschine möglichst tief an, auf amerikanischen Schiffen verwendet man aber meist nur einen einzigen, wie bei Landmaschinen über dem Cylinder liegenden Balancier, so wie auch überhaupt die Schiffsmaschinen der Amerikaner in vielen Stücken von den in Europa erbauten abweichen.

Bei den direkt wirkenden Maschinen für Räderschiffe kann man unterscheiden: 1) solche, bei denen sich die Kurbelstange zwischen Kolbenstange und Kurbel befindet; 2) solche, bei denen die Kurbelstange jenseits der Kurbel angebracht ist; 3) Maschinen mit doppelten Querhäuptern; 4) Maschinen mit doppelten Cylindern (von denen also im Ganzen vier vorhanden sind), und 5) oscillirende Maschinen.

Fig. 288.



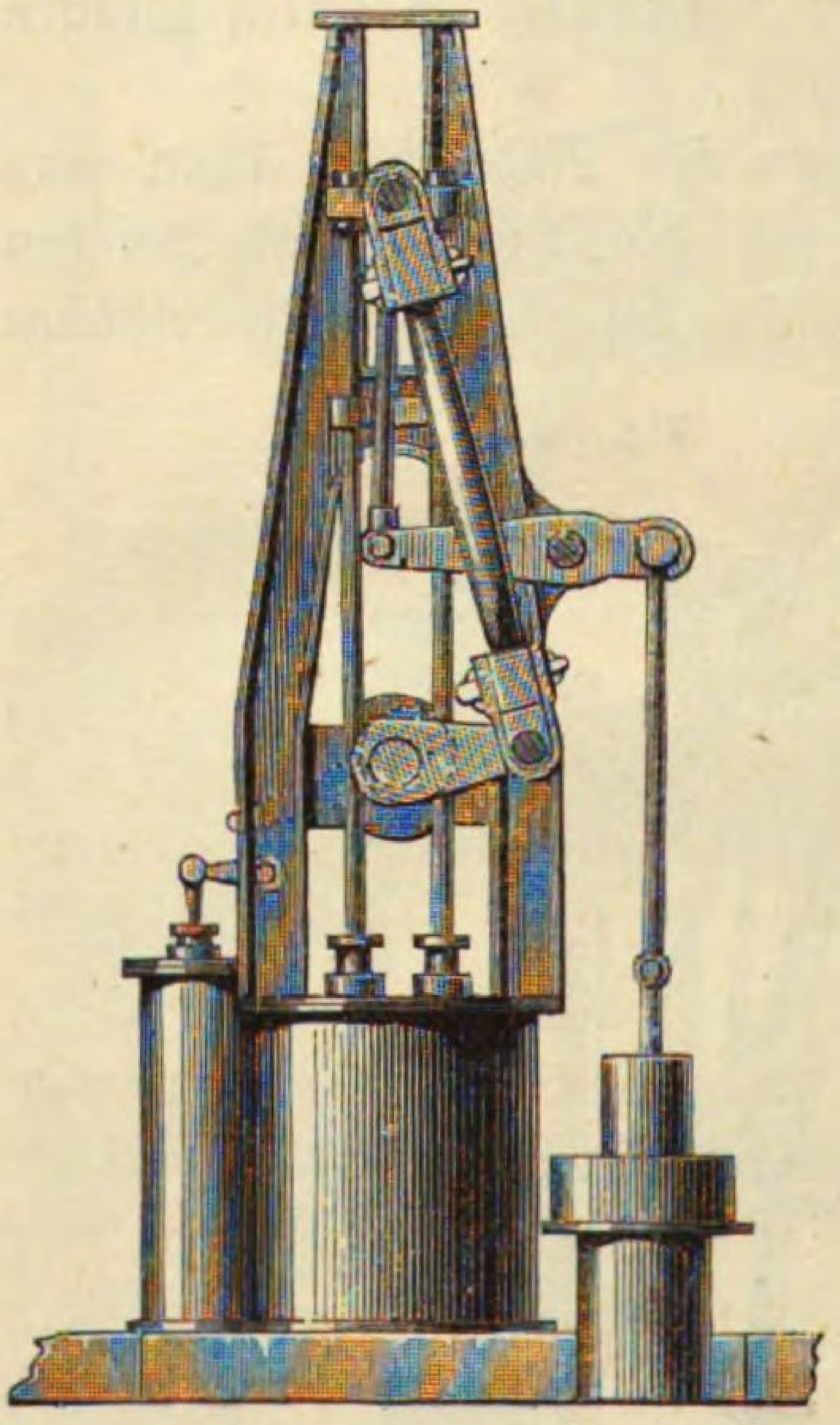
1) Die Maschinen mit zwischen Cylinder und Kurbel liegender Kurbelstange, die man in England Gorgon-Maschinen nennt, weil sie zuerst für die Fregatte Gorgon erbaut wurden, hat den Uebelstand, daß man, weil die Radwelle nie sehr hoch liegt, genöthigt ist, einen sehr kurzen Hub anzuwenden, und dennoch eine verhältnißmäßig kurze Kurbelstange erhält, wodurch nicht allein eine etwas vermehrte Reibung entsteht, sondern dieselbe sich auch in gewissen

Punkten mehr koncentrirt, so daß sehr leicht ein Warmlaufen der Wellenzapfen eintritt.

Fig. 288 gibt eine Ansicht einer solchen Maschine. Die Geradführung der Kolbenstange erfolgt hier durch das sogenannte Evans'sche Parallelogramm; der kleine Hülfsbalancier, welcher zugleich die Luft- und Speisepumpen bewegt, ruht hier nicht auf einem festen Lager, sondern auf einem säulenförmigen, selbst um eine Achse schwingenden Träger, und durch einen Gegenlenker wird die Senkrechtführung der Kolbenstange hergestellt.

2) Die Maschinen, bei welchen die Bleuelstange über oder jenseit der Kurbel angebracht ist, machen es allerdings möglich, längeren Hub und längere Kurbelstangen anzuwenden, doch ragt alsdann ein ziemlich bedeutender Theil des Mechanismus über das Verdeck des Schiffes hinaus, was man gern vermeidet. Bei der in Fig. 289 skizzirten Maschine sind vier Kolbenstangen angewendet, welche am obern Ende durch das in einer Führung am Gestell gleitende Querhaupt verbunden sind. Diese Maschinen ermöglichen es, die Radwelle weniger hoch zu legen und kleinere Ruderräder anzuwenden und eignen sich gut für Flußschiffe.

Fig. 289.

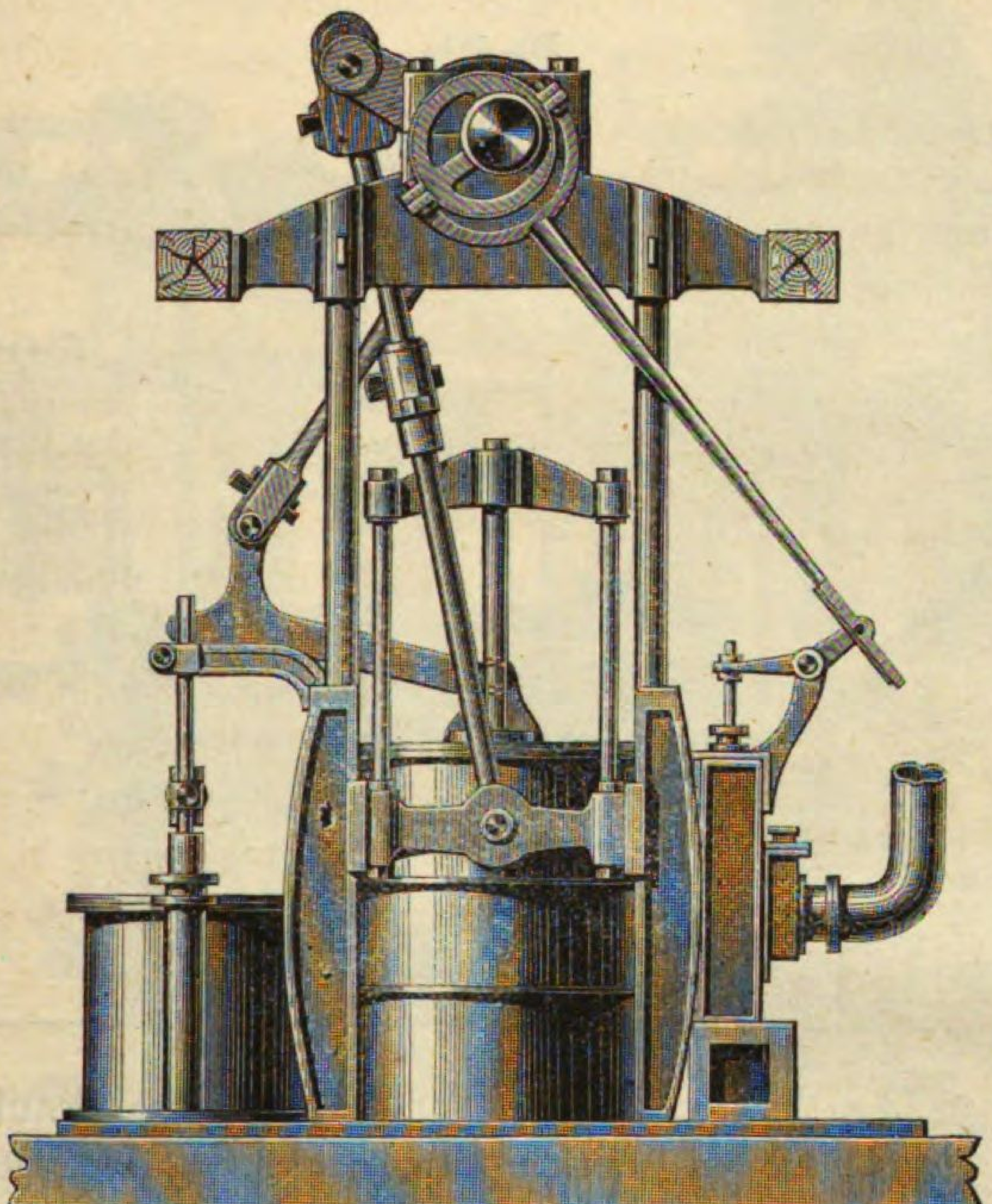


3) Eine Maschine mit doppelten Querhäuptern zeigt Fig. 290. Das Querhaupt der Kolbenstange hat hier vier Arme, von denen aus Stangen nach zwei in Führungen an den Gestellsäulen zu beiden Seiten des Cylinders gleitenden Stücken herabgehen, in deren Mitte dann die an das untere Ende der Kurbelstange mittelst eines zweiten Querhauptes angeschlossenen Gabelarme angreifen. Die Pumpenbewegung erfolgt hierbei durch eine besondere Kurbel an dem zwischen beiden Dampfmaschinen gelegenen Theile der Ruderradwelle und durch Winkelhebel; es bilden dabei die zur Seite der Luftpumpe befindlichen Speise- und Salzwasserpumpen zugleich die Führung für das Querhaupt der Luftpumpenkolbenstange.

4) Maudslay's Maschine mit Doppelcylindern, Fig. 291, dürfte sich am zweckmäßigsten für sehr große Schiffe bewähren, da es hier

vortheilhaft sein kann, zwei kleinere Cylinder anstatt eines sehr großen anzubringen. Immerhin ist diese Maschine auch sehr komplicirt und

Fig. 290.

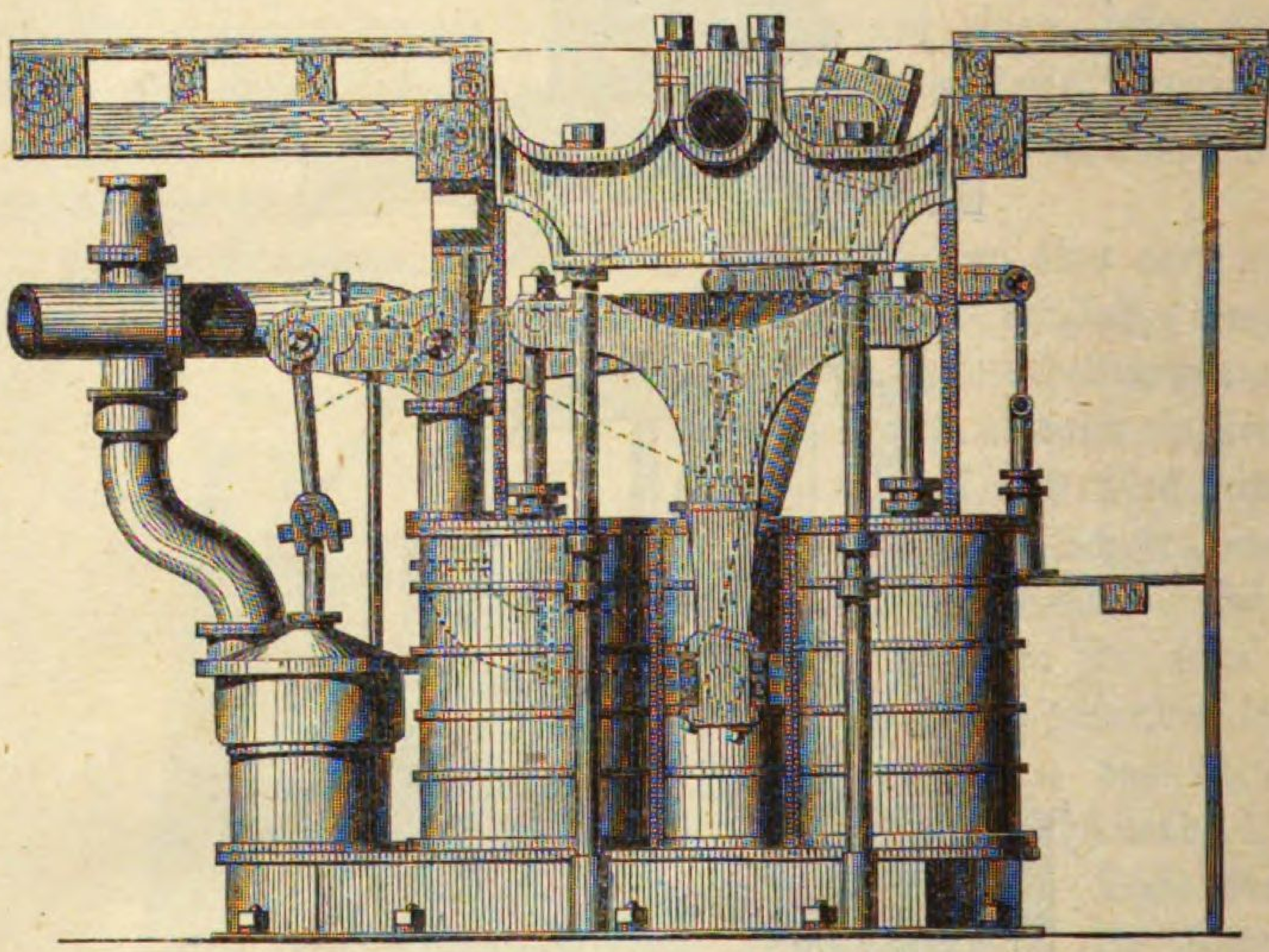


beansprucht viel Raum. Die Stangen der beiden in gleicher Richtung arbeitenden Kolben sind an die horizontalen Arme eines T-förmigen Stückes angeschlossen, dessen unteres Ende in einer Führung geht und die Kurbelstange erfaßt, auch mittelst schwächerer Zugstangen auf einen Hülfsbalancier zum Betrieb der Pumpen wirkt.

5) Sehr häufige Anwendung wegen ihres geringen Gewichtes und des von ihnen eingenommenen kleinen Raumes haben die oscillirenden Maschinen gefunden, von denen Fig. 292 einen Aufriß, Fig. 293 einen Durchschnitt (durch die eine Luftpumpe angenommen) gibt. Hier ist gar keine Kurbelstange vorhanden, sondern der Kolbenstangenkopf unmittelbar an die Kurbelwarze angeschlossen und die Möglichkeit, der Bewegung der Kurbel zu folgen, dadurch gegeben, daß der Cylinder um eine Achse schwingt oder oscillirt. Es sind zu beiden Seiten der Cylinder in deren halber Höhe Zapfen angegossen, welche in Lagern auf der Fundamentplatte ruhen und hohl sind, so daß durch den einen der Kesseldampf eintreten, durch den andern der verbrauchte in den

Kondensator gelangen kann. Die Stopfbüchsen auf den Cylinderdeckeln werden sehr hoch gemacht und dienen als alleinige Führung der Kolbenstange. Die Luftpumpen sind in geneigter Lage einander ziemlich genau

Fig. 291.



gegenüber zwischen beiden Cylindern angebracht; ihre Ventile bestehen aus einer Anzahl kleiner Kautschukklappen und ihre Bewegung erfolgt von einer einzigen Kurbel aus, die durch eine Verkröpfung der Radwelle zwischen den beiden Hauptkurbeln gebildet ist. Auf die Luftpumpenkolben ist ein Rohr aufgesetzt, welches durch die Stopfbüchse im Deckel geht und den Zapfen für das untere Ende der Kurbelstange enthält.

Den Schieberkasten legte man früher auf einer Seite des Cylinders parallel zu des letztern Achse an und glich seine Last durch ein Gegengewicht aus; neuerdings bringt man lieber zwei kleinere Schieberkästen zu beiden Seiten des für den Dampfaustritt bestimmten Cylinderzapfens an und stellt sie unter einem Winkel gegen die Achse, wie aus dem Grundriß eines Cylinders (Fig. 294) zu ersehen ist. Die Schieberbewegung, d. h. die Stangen- und Hebelverbindung zwischen Excenter und Dampfschieber, bei einer solchen oscillirenden Maschine muß natürlich so eingerichtet sein, daß sie den Schwingungen des Cylinders entsprechend nachgibt. Es ist deßhalb für jede Schieberstange ein doppelarmiger Hebel vorhanden, dessen Drehpunkt am Cylinder befindlich und dessen einer Arm an der Schieberstange angreift, während der andere mit seinem Zapfen in einem kreisförmig geschlitzten Gleitstück arbeitet

(Fig. 295). Dieser letztere bewegt sich zwischen den ihm als Führung dienenden Gestellsäulen auf und nieder und besitzt eine Warze als

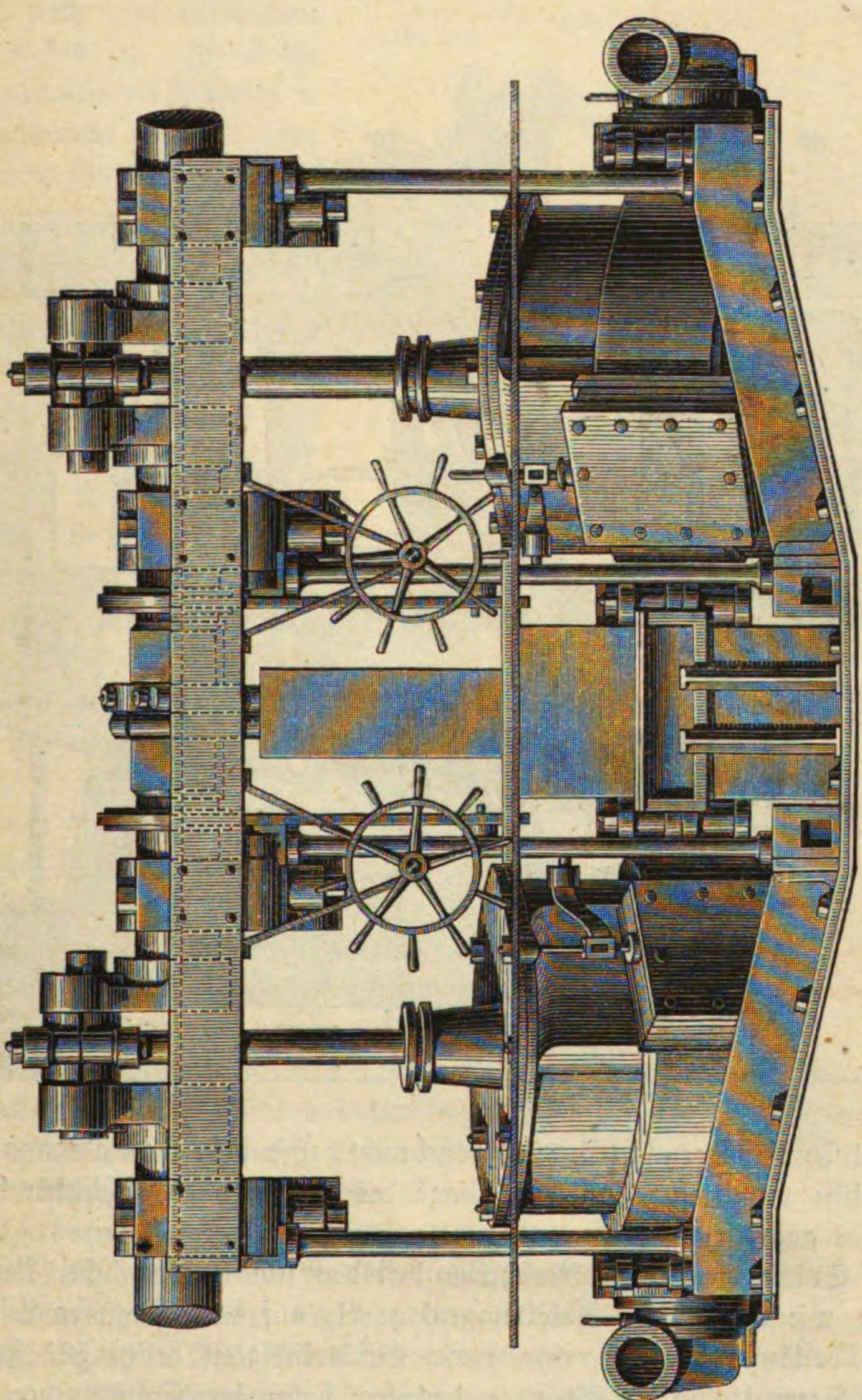
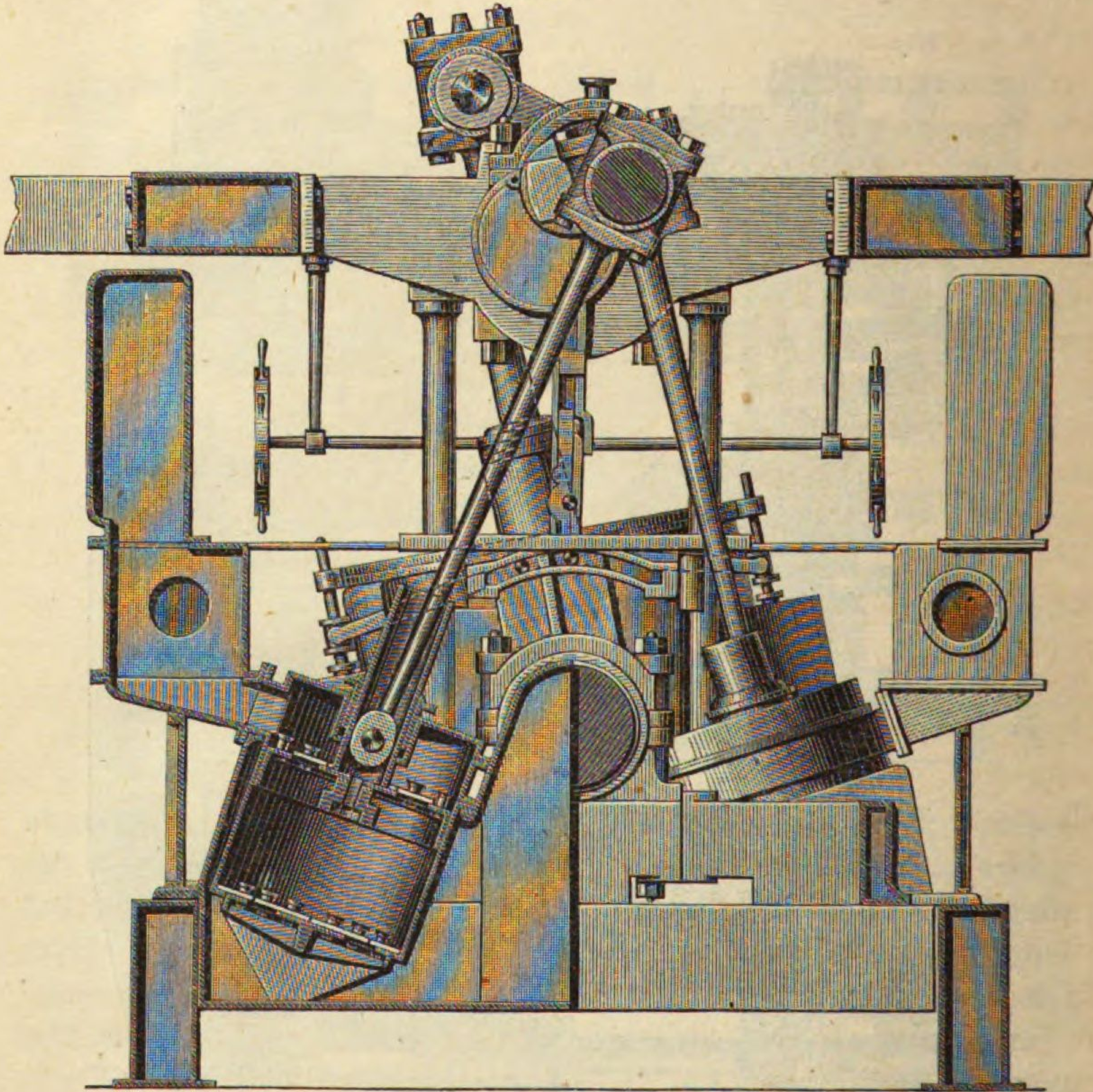


Fig. 292.

Angriffspunkt für die Excenterstange; soll die Maschine umgesteuert werden, so wird diese Excenterstange ausgehoben, durch eine Welle mit Handrädern von Seiten des Maschinisten das kreisförmig geschlitzte Gleitstück entsprechend gehoben oder gesenkt, und die Maschine bewegt

sich in entgegengesetzter Richtung, indem sich das Excenter (S. 328) auf der Welle dreht. Vielfach wird auch hier die Stephenson'sche

Fig. 294.



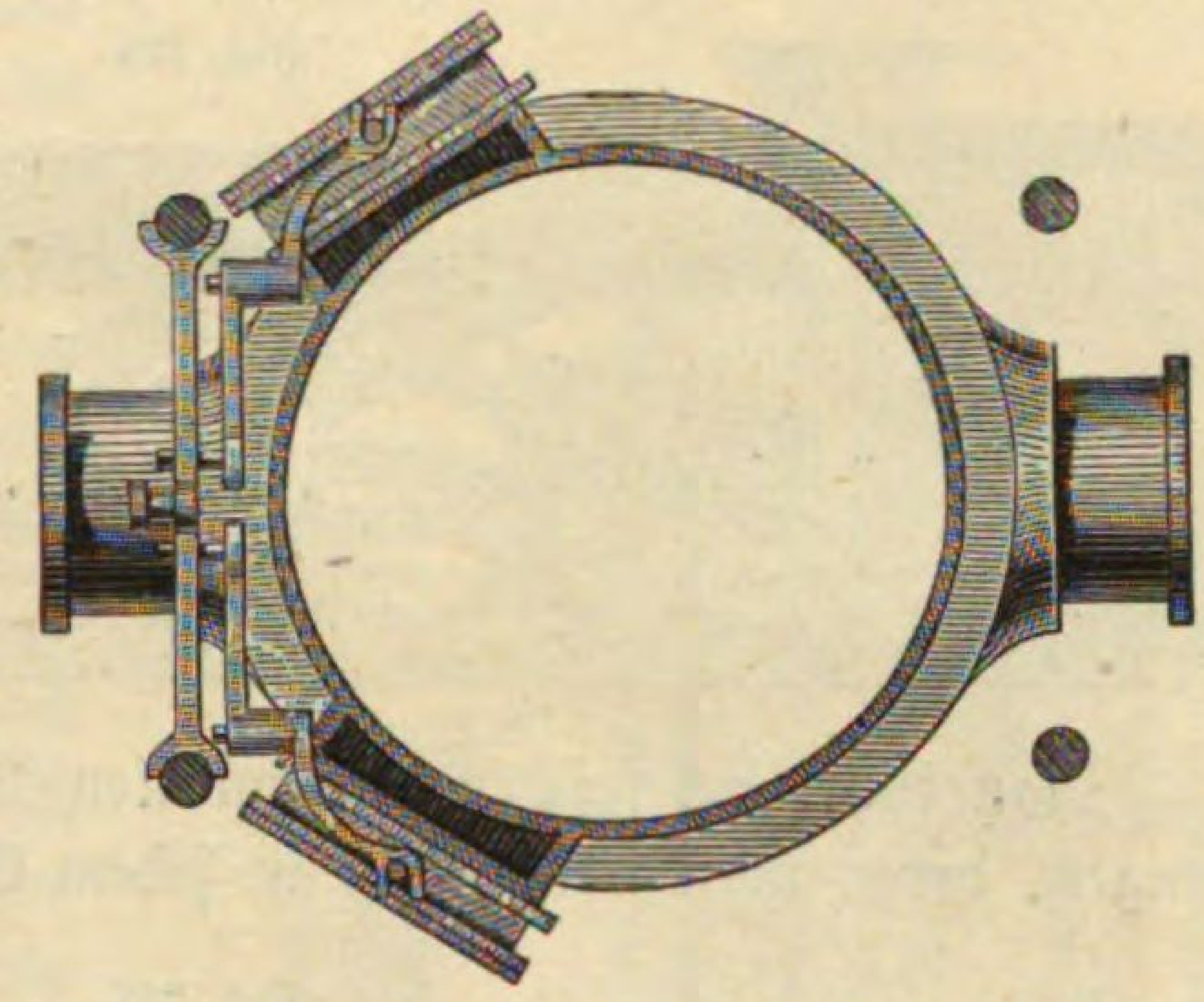
Koulissenumsteuerung (S. 329) angebracht, und läßt man alsdann diese Koulisse unmittelbar an der Warze des kreisförmig geschlitzten Gleitstückes angreifen.

Solche oscillirende Maschinen befinden sich (in ähnlicher Ausführung wie auf unsern Abbildungen) z. B. auf dem Dampfer Leinster, der, beiläufig bemerkt, eine große Geschwindigkeit besitzt (21 Knoten oder Seemeilen in der Stunde); dieselben haben hier Cylinder von 2,4^{m} Durchmesser und 1,95^{m} Hub und machen in der Minute 27 Umgänge.

Auf dem großen Dampfboot „Great Eastern" sind zum Betrieb der Ruderräder gleichfalls oscillirende Maschinen aufgestellt; sie haben vier Cylinder von 1,8^{m} Durchmesser und 4,2^{m} Hub; die Zapfen der

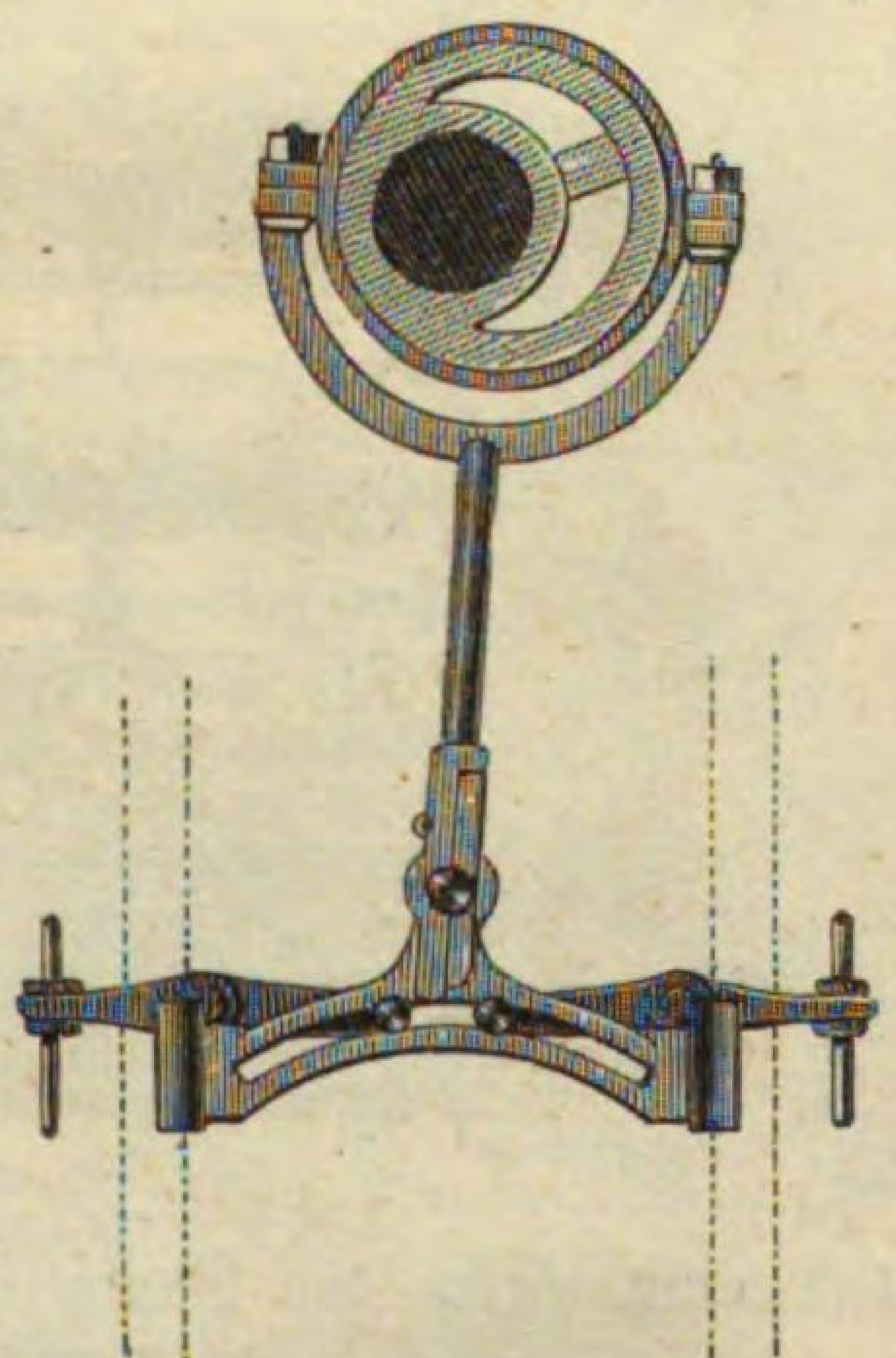
letztern liegen hier nicht gerade unter der Schaufelradwelle, sondern von zwei Cylindern etwas nach dem Vordertheil und von den beiden andern nach dem Hintertheil des Schiffes zu. In Folge dessen nehmen die Cylinder in ihrer mittleren Stellung (auf dem einem jeden Cylinder entsprechenden todten Punkte der Kurbel) eine geneigte Stellung an, und da immer je zwei einander gegenüberliegende Cylinder an einer Kurbel angreifen, so ist der Angriffspunkt der Kraft sehr gleichförmig auf vier Punkte im Kreise vertheilt.

Fig. 294.



Für sehr niedrige, flachgehende Flußdampfer kann man diese Maschinen weniger gut verwenden, da hier die Schaufelradwelle immer tiefer liegen muß; man benutzt da unter andern z. B. auf den Rheindampfbooten Maschinen, deren Cylinder zu beiden Seiten der Welle geneigt liegen und an einer Kurbel angreifen, ähnlich wie die oscillirenden Maschinen des „Great Eastern."

Fig. 295.

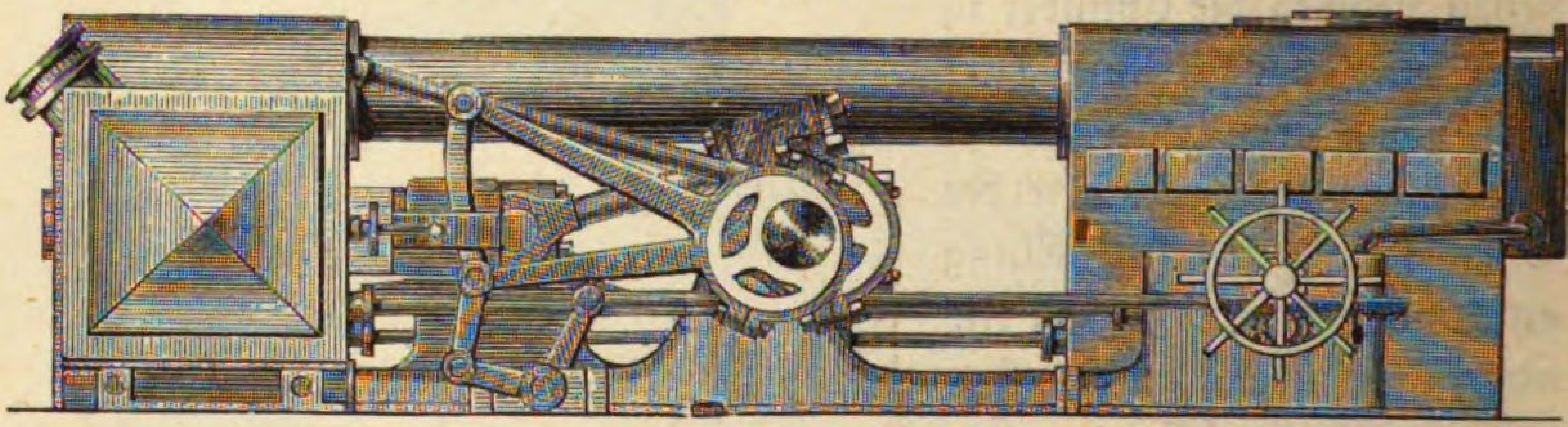


Die Maschinen der Schraubenschiffe müssen wieder ganz andere Formen erhalten, da hier die parallel zum Schiffskiel gelagerte Welle sehr tief liegt, so daß man genöthigt ist, die wirkenden Theile entweder ungefähr in gleicher Höhe mit der Welle oder über derselben anzuordnen. Man wählt hiezu (namentlich für direkt wirkende Maschinen ohne ein zwischenliegendes Zahnrädervorgelege) häufig horizontale, hat aber auch geneigte und vertikale, nach unten arbeitende Cylinder angewandt.

Wir sehen in Fig. 296 eine solche horizontale Maschine im Aufriß, Fig. 297 im Grundriß. Die auf einer Seite der Welle liegenden Cylinder haben einen sehr kurzen Hub, ihre Kolbenstangenköpfe werden durch eine Art Schlitten geführt und die Kurbelstangen sind hier auch verhältnißmäßig sehr kurz. Die Steuerung erfolgt durch zwei Excenter und eine Stephenson'sche Kouliffe. Auf der andern Seite der Welle

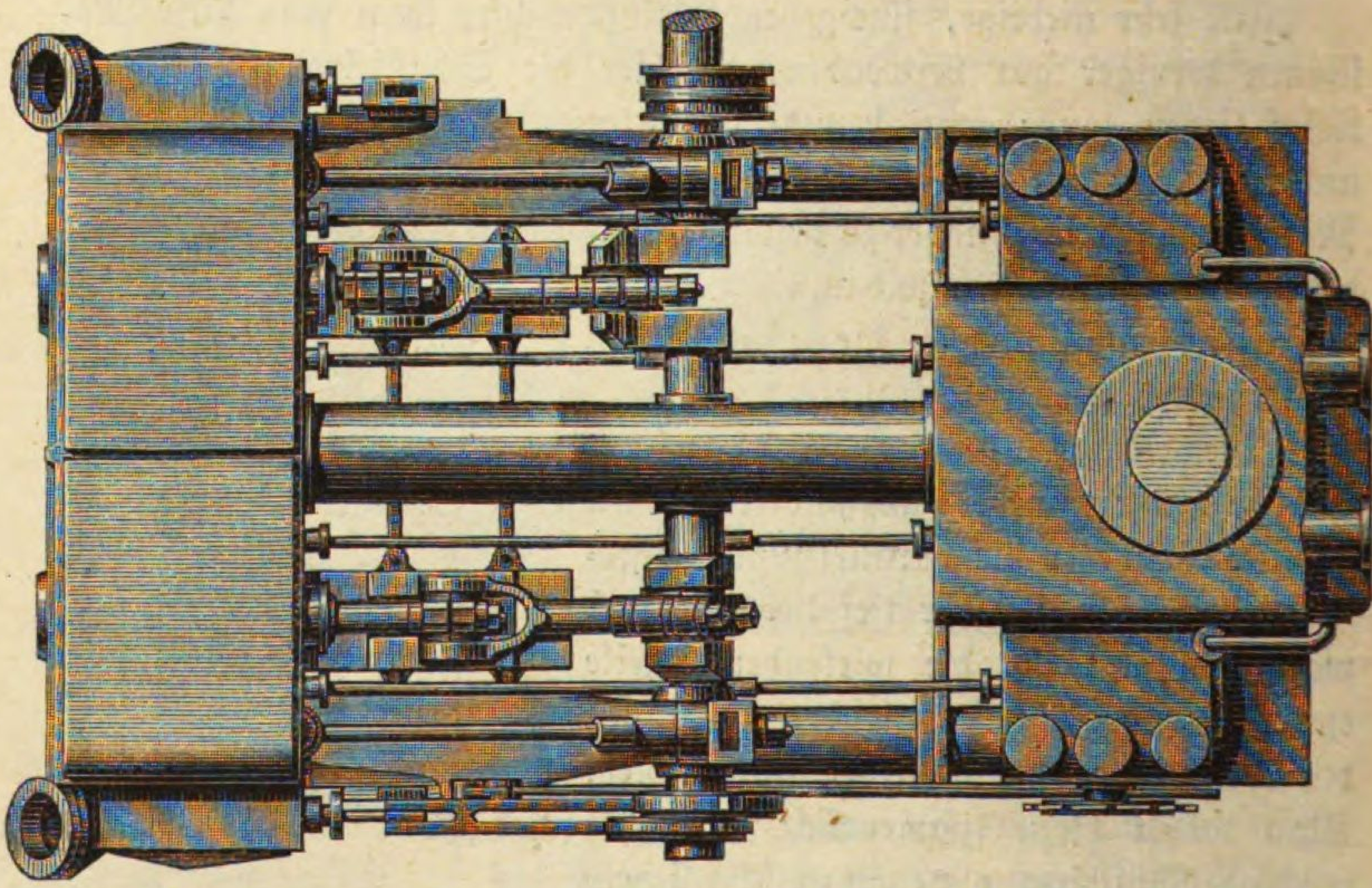
liegen die Kondensatoren mit den darin eingeschlossenen Pumpen, deren Stangen unmittelbar mit den Dampfkolben zusammenhängen und deßhalb durch besondere Stopfbüchsen in den Cylinderdeckeln geführt sind.

Fig. 296.



Man führt bei solchen horizontalen Maschinen auch oft die Kolbenstangen, deren man dann zwei in jedem Cylinder, eine über der Welle

Fig. 297.

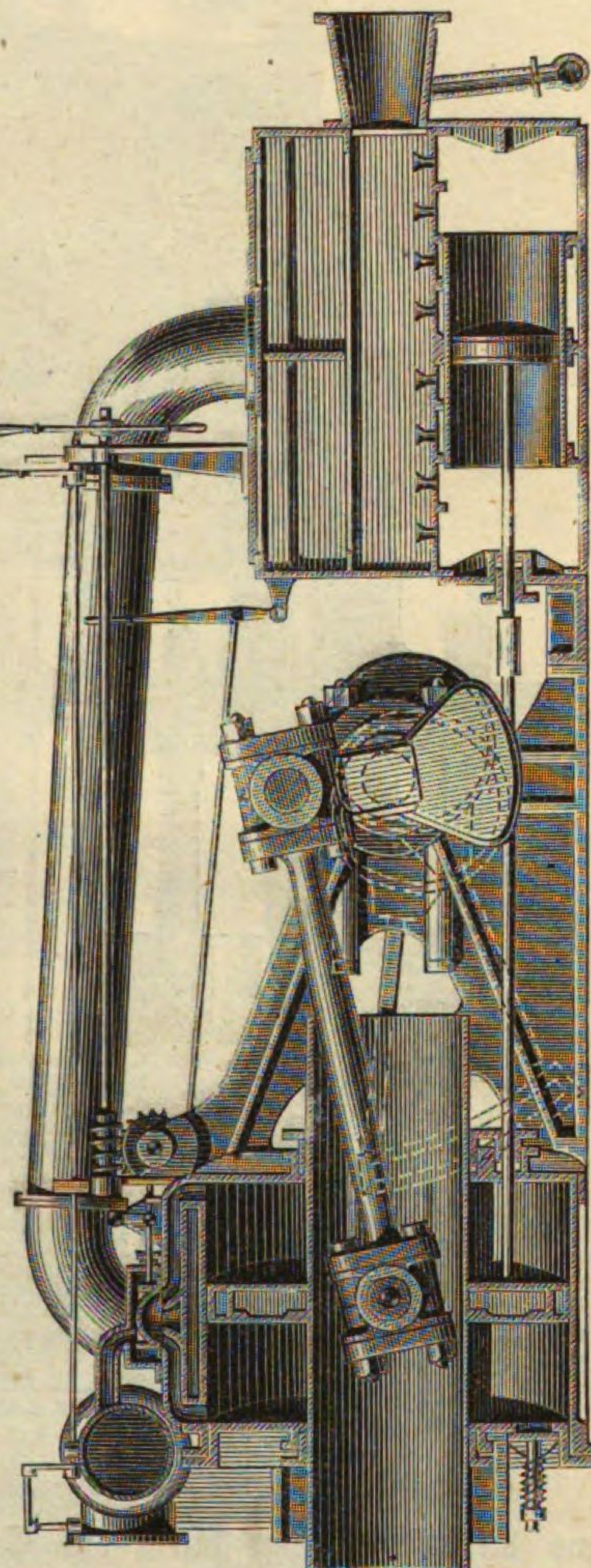


und eine unter der Welle liegend, anbringen muß, über die Welle hinaus und läßt die Kurbelstange nach rückwärts auf die Kurbel wirken, wie bei der Räderschiffsmaschine Fig. 289; dadurch wird die ganze Maschine bei gleichem Hub und längerer Kurbelstange noch etwas kürzer.

Um die Schubstange länger machen zu können, brachte Penn auf beiden Seiten des Kolbens statt der Stange röhrenförmige Verlängerungen an, welche durch Stopfbüchsen im Cylinderdeckel und Boden hindurch geführt sind, und befestigte dann das Ende der Schubstange im Kolben selbst innerhalb dieser Röhren; dieß sind die sogenannten

Trunkmaschinen, welche Fig. 298 im vertikalen Durchschnitt, Fig. 299 im Grundriß und theilweise durchschnitten zeigt. Die Bewegung der verschiedenen Pumpenkolben erfolgt auch hier durch direktes Anschließen ihrer Stangen an den Dampfkolben. Man sieht an dieser Maschine übrigens außer dem zur Seite des Cylinders liegenden, durch zwei Excenter und eine Kulisse bewegten, nach der Seite 306 angegebenen Art entlasteten Hauptdampfschieber noch einen zweiten kleineren, durch einen Handhebel regierten Schieber oben auf dem Cylinder angebracht, welcher zum allmäligen Anwärmen und Anlassen der Maschine dient. Das Heben und Senken der Steuerkouliſſe erfolgt durch eine Welle mit Krummzapfen, welche mittelst Schraube ohne Ende durch ein Steuerrad gedreht wird.

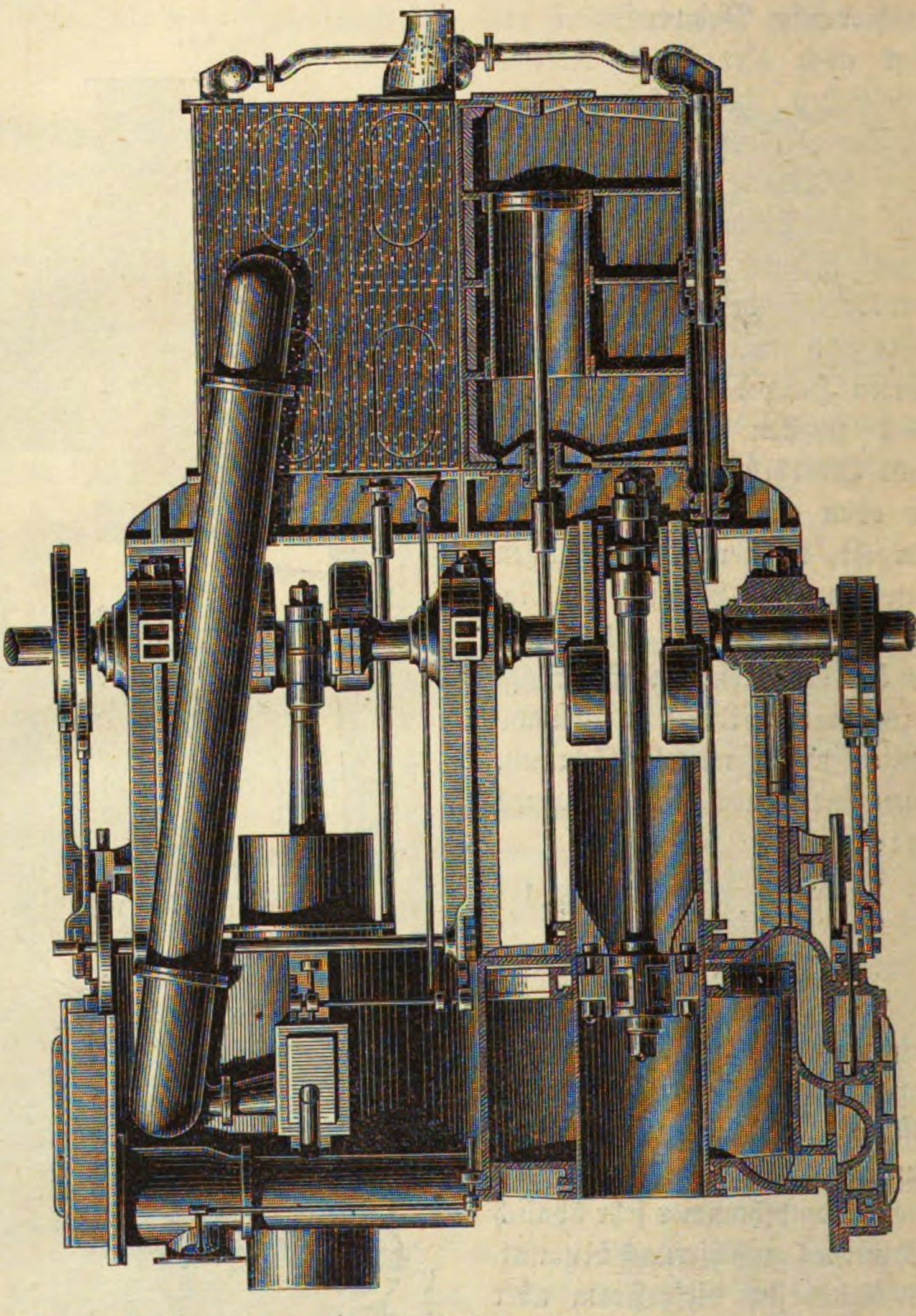
Fig. 298.



Stehende Maschinen für Schraubenschiffe sind meist so gebaut, daß der Cylinder über der Kurbelwelle auf einem Gerüst aufgestellt ist und seine Kolbenstange nach unten arbeitend mittelst einer kurzen Bleuelstange die Kurbel umdreht; sie sehen somit einem Dampfhammer sehr ähnlich und werden auch hiernach benannt. Es eignet sich diese Form aber weniger für Kriegsschiffe, weil die hauptsächlichen Mechanismen zu hoch über die Wasserlinie hinaufragen. Deßhalb erfand Maudslay die ringförmige Cylindermaschine, deren Vertikalansichten in Fig. 300 und theilweise durchschnitten in Fig. 301 dargestellt sind. Bei diesen Maschinen befindet sich im Cylinder ein vom Boden zum Deckel reichendes, an beiden Enden offenes Rohr, der Kolben erhält in dessen

Folge die Form eines Ringes und steht durch zwei nach oben gerichtete Kolbenstangen mit einem Querhaupt in Verbindung, von dessen Mitte

Fig. 299.

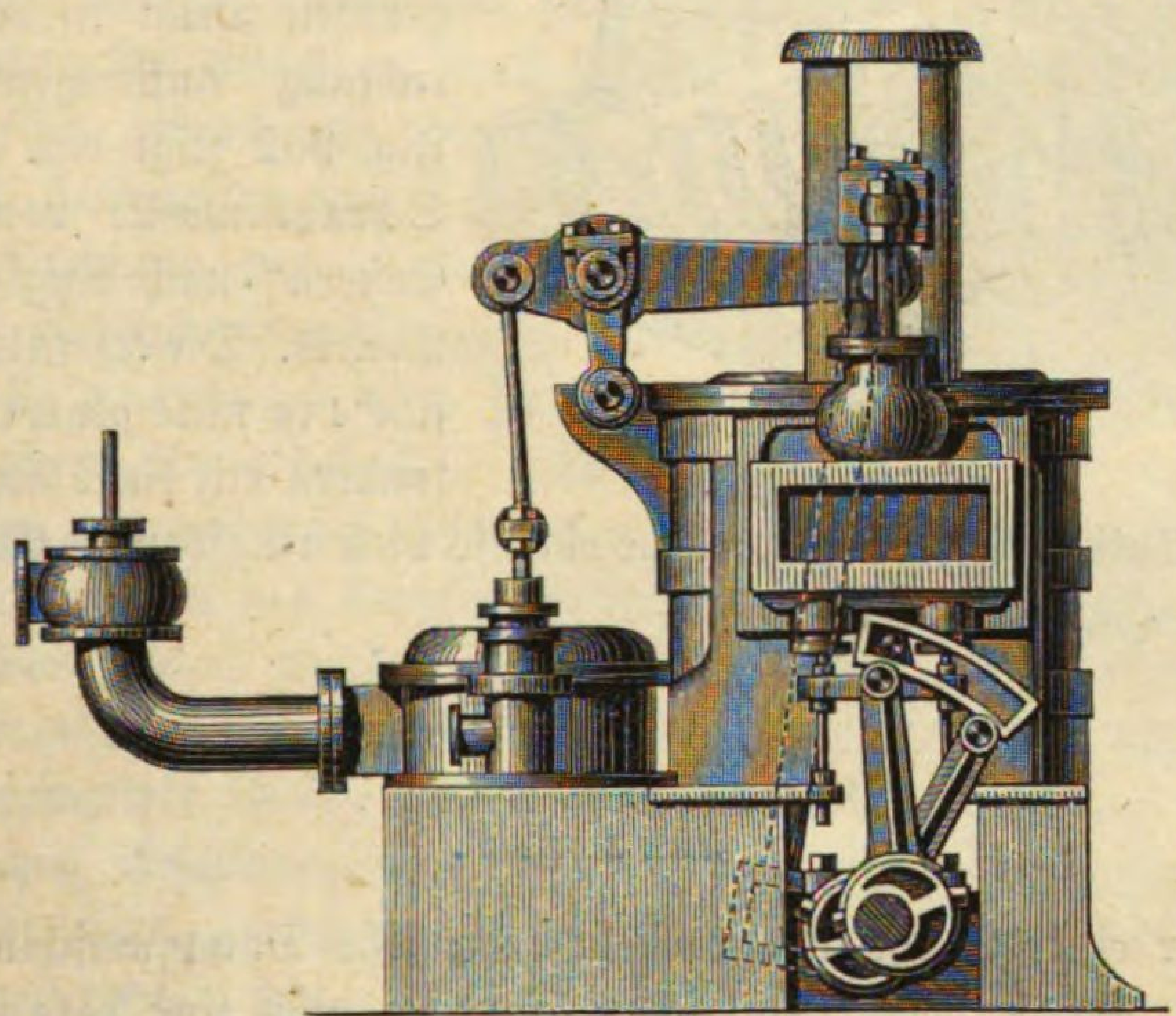


aus die Kurbelstange durch das Cylinderrohr nach dem Krummzapfen geführt ist. Zwei anderweite kleinere Zugstangen gehen vom Querhaupt nach einem Hülfsbalancier für den Betrieb der Pumpen.

Wie für Räderschiffsmaschinen zu beiden Seiten der Welle nach oben arbeitende geneigte Cylinder angewendet werden, so baut man für den Schraubentrieb umgekehrt Maschinen mit nach unten zu arbeitenden geneigten Cylindern, wendet übrigens auch für horizontale,

geneigte oder vertikale Schraubenbootmaschinen oscillirende Cylinder an. Die indirekt, d. h. durch Einschaltung eines Zahnradvorgeleges, wirkenden

Fig. 300.



Maschinen gestatten natürlich auch sehr verschiedenartige Formen und können einen etwas längern Hub erhalten, da sie nicht so viele Umgänge zu machen brauchen, als die direkt wirkenden.

Besondere Erwähnung verdienen noch die Lager einer Schiffs-

Fig. 301.

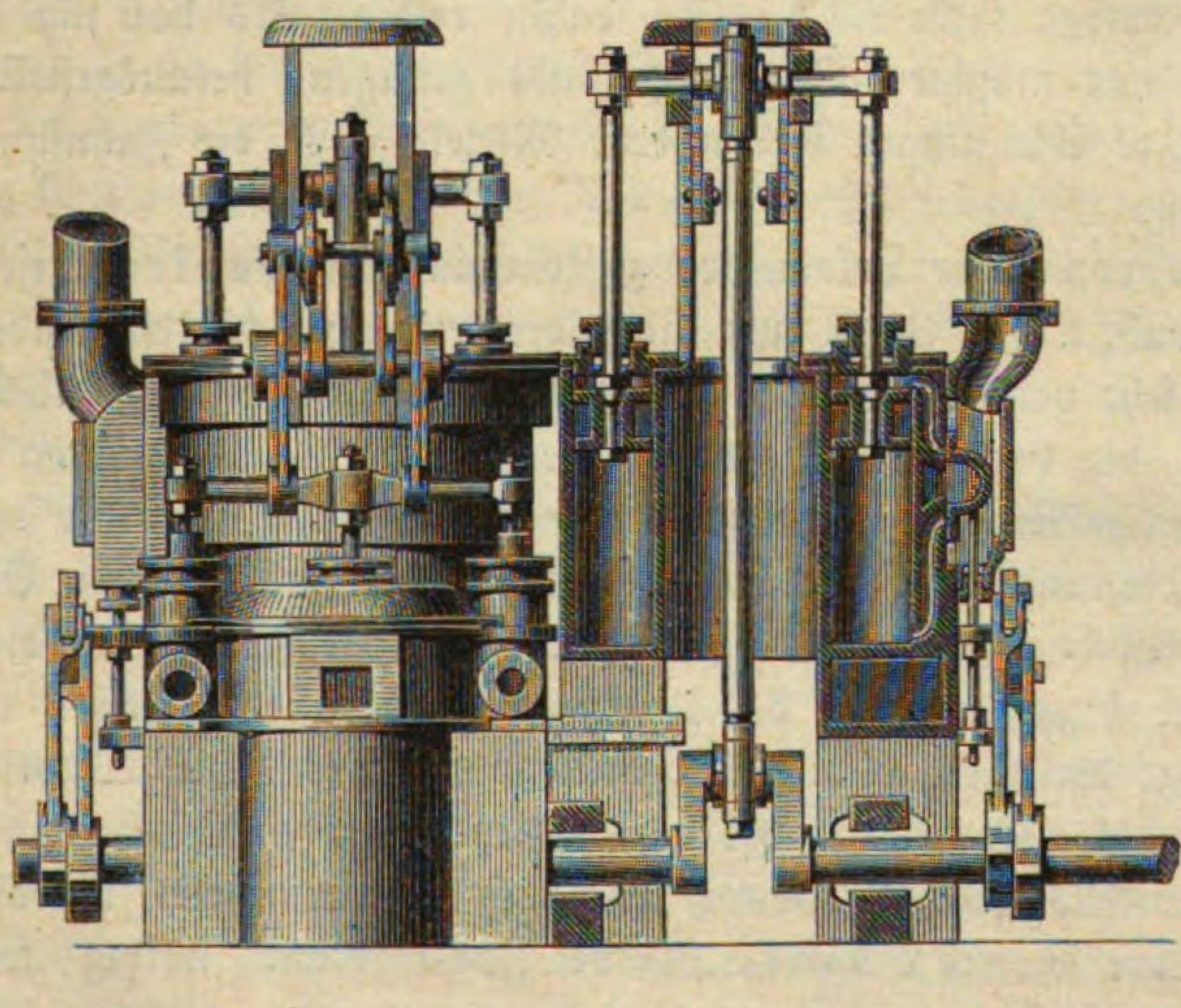
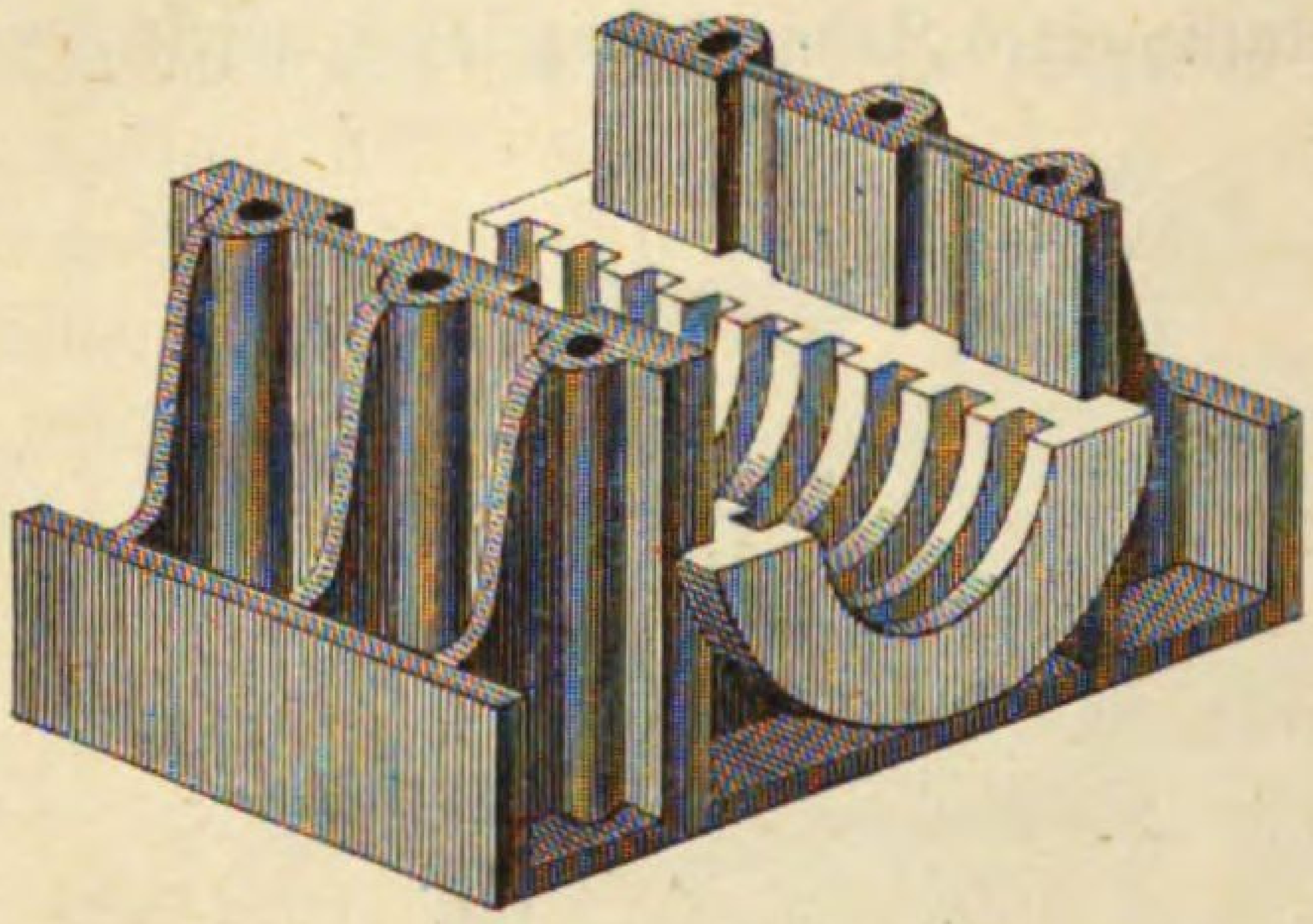


Fig. 302.



schraubenwelle, welche so eingerichtet sein müssen, daß sie den von der Schraube ausgeübten Druck in der Achsenrichtung auffangen können. Fig. 302 zeigt das Lager der Schraubenwelle vom „Great Eastern" nach Wegnahme des Deckels. Die eigentliche Lagerfläche ist nicht glatt cylindrisch, sondern mit einer Anzahl ringförmiger Nuthen versehen, in welche eben so viele ringförmige Erhöhungen des Wellenzapfens genau passen.

8.

Lokomotiven.

Unter einer Lokomotive versteht man eine Dampfmaschine, welche im Stande ist, nicht nur sich selbst, sondern auch eine daran gehängte Last auf einem Wege fortzuziehen, sei dieser letztere nun eine gewöhnliche Straße oder ein besonders durch Schienen hergerichteter Weg, eine Eisenbahn. Zu diesem Zwecke stellt man die Maschine mit Dampfkessel auf einen Wagen, dessen Räder von ihr gedreht werden.

Die Fortbewegung einer Lokomotive wird dadurch bewirkt, daß ihre von der Dampfmaschine in Drehung versetzten Räder auf dem Wege vermöge ihrer Adhäsion dahin rollen. Es hat sich dieß für Bahnen mit mäßigen Steigungen als genügend herausgestellt. Nur für stärkere Steigungen sind andere Mittel, z. B. die Zahnstange, anzuwenden.

Die von einer Lokomotive zu entwickelnde Zugkraft ist je nach Beschaffenheit der Bahn und nach den etwa zu überwindenden Steigungen sehr veränderlich. Auf einer gut unterhaltenen, gewöhnlichen Straße, die horizontal liegt, ist die nöthige Zugkraft etwa $^1/_{35}$ der Last, welche Kraft hauptsächlich auf die Achsenreibung und den Wälzungswiderstand am Boden zu verwenden ist. Auf einer Eisenbahn beträgt bei horizontalem Weg und mäßiger Geschwindigkeit diese Zugkraft nur $^1/_{250}$ der Last, bei zweckmäßig konstruirten Achsen und richtiger Lage derselben auch noch bedeutend weniger. Der Widerstand der Luft wächst aber bei den oft vorkommenden größeren Geschwindigkeiten sehr bedeutend, so daß dadurch also auch eine vermehrte Zugkraft nöthig wird. Eine weitere Vergrößerung der Zugkraft wird nöthig, wenn eine

Steigung auf der Fahrbahn vorkommt; ist dieselbe z. B. 1 : 100, so wird auch die vorhin erwähnte Zugkraft um $^1/_{100}$ der Last zunehmen müssen. Ein vierter Widerstand entsteht beim Durchlaufen von Krümmungen; man hat denselben durch Versuche mittelst eines Dynamometers zu messen gesucht und gefunden, daß zum Durchlaufen einer Kurve von 200^m Halbmesser eine Vermehrung der Zugkraft erforderlich ist, die einer Steigung von 1 : 350 entspricht, oder bei einer dergleichen von 400^m Radius einer Steigung von 1 : 700.

Eine Lokomotive, bewege sie sich auf einer gewöhnlichen Straße oder auf einer Schienenbahn, wird folgenden Anforderungen im Wesentlichen zu genügen haben: die Stärke der Maschine und das Verdampfungsvermögen des Kessels müssen im richtigen Verhältniß stehen zu dem Widerstande, welcher zu überwinden ist; die Lokomotive muß nicht voluminös sein, ihr Kessel keinen hohen Schornstein erhalten; sie muß die erwartete Geschwindigkeit entwickeln können, ohne durch die vorkommenden Erschütterungen Schaden zu leiden. Außerdem müssen alle Theile leicht zugänglich und regierbar, und die Gewichte und Massen so vertheilt sein, daß namentlich bei sehr schneller Bewegung keine schädlichen Einwirkungen entstehen. Das Erforderniß, leicht umzusteuern und in der Stellung der todten Punkte anzulassen, bedingt ferner noch die Anwendung von Zwillingsmaschinen.

Betrachten wir nun zuerst, um zu sehen, wie diesen Forderungen entsprochen wird, die Lokomotiven auf Eisenbahnen. Es treten folgende Fälle ein: 1) die Lokomotive soll mit verhältnißmäßig geringer Last sich sehr schnell bewegen, d. h. 55 bis 65 Kilometer in der Stunde zurücklegen; 2) sie soll mit größerer Last etwas langsamer laufen, etwa 30—40 Kilometer per Stunde; oder 3) eine verhältnißmäßig starke Steigung überwinden, in welchem Falle die Geschwindigkeit dann meist auf etwa 20—25 Kilometer stündlich verringert wird. Im ersten Falle hat man es mit Eilzugslokomotiven, im zweiten mit Personen- und Güterzugslokomotiven und im dritten mit sogenannten Berglokomotiven zu thun.

Der Raum, den eine Lokomotive in horizontaler Richtung einnimmt, ist wesentlich bedingt durch die Spurweite und die Bahnkrümmungen. Die meisten Bahnen haben eine Weite zwischen den Schienen von 1^m,435, und die Gesammtbreite des ganzen Wagens darf daher ein gewisses dem entsprechendes Maß nicht überschreiten, namentlich muß der Kessel einen geringeren Durchmesser haben, um zwischen die Räder hineinzugehen. Die Länge einer Lokomotive erhält wieder dadurch eine Beschränkung, daß auf den Bahnen vielfach Krümmungen vorkommen. Da nun die Achsen der Räder meist parallel und

fest im Gestell liegen (nur selten wendet man bewegliche oder getrennte Gestelle an), so wird durch solche Bahnkurven auch eine Maximalentfernung der ersten und letzten Achse, der sogenannte **Radstand**, bedingt und diese begrenzt wieder die Größe der Räder, namentlich wenn man mehrere auf einander folgende Räder kuppeln will, sie also gleich groß machen muß. Außerdem wird der Raddurchmesser noch dadurch beschränkt, daß man die Achsen gern unter dem Kessel anbringt und den Schwerpunkt der ganzen Maschine nicht zu hoch legen darf, wobei noch der Umstand bestimmend einwirkt, daß der die Heizkammer enthaltende Theil unter dem Hauptkessel vorragt.

Die **Anzahl der Räderpaare** und Achsen wird der Stabilität wegen und für den möglichen Fall, daß eine der letzteren brechen kann, jetzt nicht gern geringer als drei angenommen; man wendet aber auch häufig, namentlich bei Berglokomotiven, noch mehr an, da man die Lokomotiven jetzt weit schwerer und stärker baut als früher und die einzelnen Räder der Schienen wegen nicht zu stark belasten darf.

Die von der Maschine aus gedrehten Räder heißen **Triebräder**, die andern Trag- oder Laufräder. Da nun die von der Lokomotive fortzubewegende Last von dem Druck der Triebräder auf die Schienen abhängt, so ist man genöthigt, um größere Lasten ziehen zu können, die Adhäsion mehrerer Räderpaare zu benutzen, und zu diesem Zwecke kuppelt man mehrere derselben und ihre Achsen zusammen, was meist durch Kurbeln und Schubstangen, seltener durch Zahnräder geschieht. Dabei ist zu berücksichtigen, daß das Gesammtgewicht der Lokomotive sich möglichst gleichförmig auf die einzelnen Triebachsen vertheile, und daß die Laufachsen etwas weniger belastet werden, da dieser Theil der Last nicht mit zur Fortbewegung beiträgt.

Diese Umstände sind es im Wesentlichen, welche die Verschiedenheiten der Lokomotiven für die vorhin genannten drei Fälle bedingen. Bei den Eilzugslokomotiven stellt es sich als nöthig heraus, bei verhältnißmäßig geringer fortzuschaffender Last eine große Geschwindigkeit zu entwickeln; deßhalb macht man hier die Triebräder so groß als möglich, gewöhnlich bis zu 2^{m} Durchmesser, in manchen Fällen auch noch größer, namentlich auf den wenigen Eisenbahnen, die eine etwas größere als die oben erwähnte Schienenweite besitzen. Die Laufräder erhalten einen geringeren Durchmesser von etwa 1^{m}.

Die Form einer Lokomotive für Eilzüge gibt die Durchschnittszeichnung Fig. 303, worin nur die nöthigsten Theile angegeben sind.

Maschinen, welche bestimmt sind, auf Bahnen mit nur mäßig starken Steigungen bis höchstens 1 : 100 verhältnißmäßig schwere Personen- oder Güterzüge mit einer etwas geringeren Geschwindigkeit zu

ziehen, erhalten auch etwas kleinere Triebräder als Eilzugslokomotiven, also etwa von 1,5 m bis 1,75 m Durchmesser, und diese werden dann

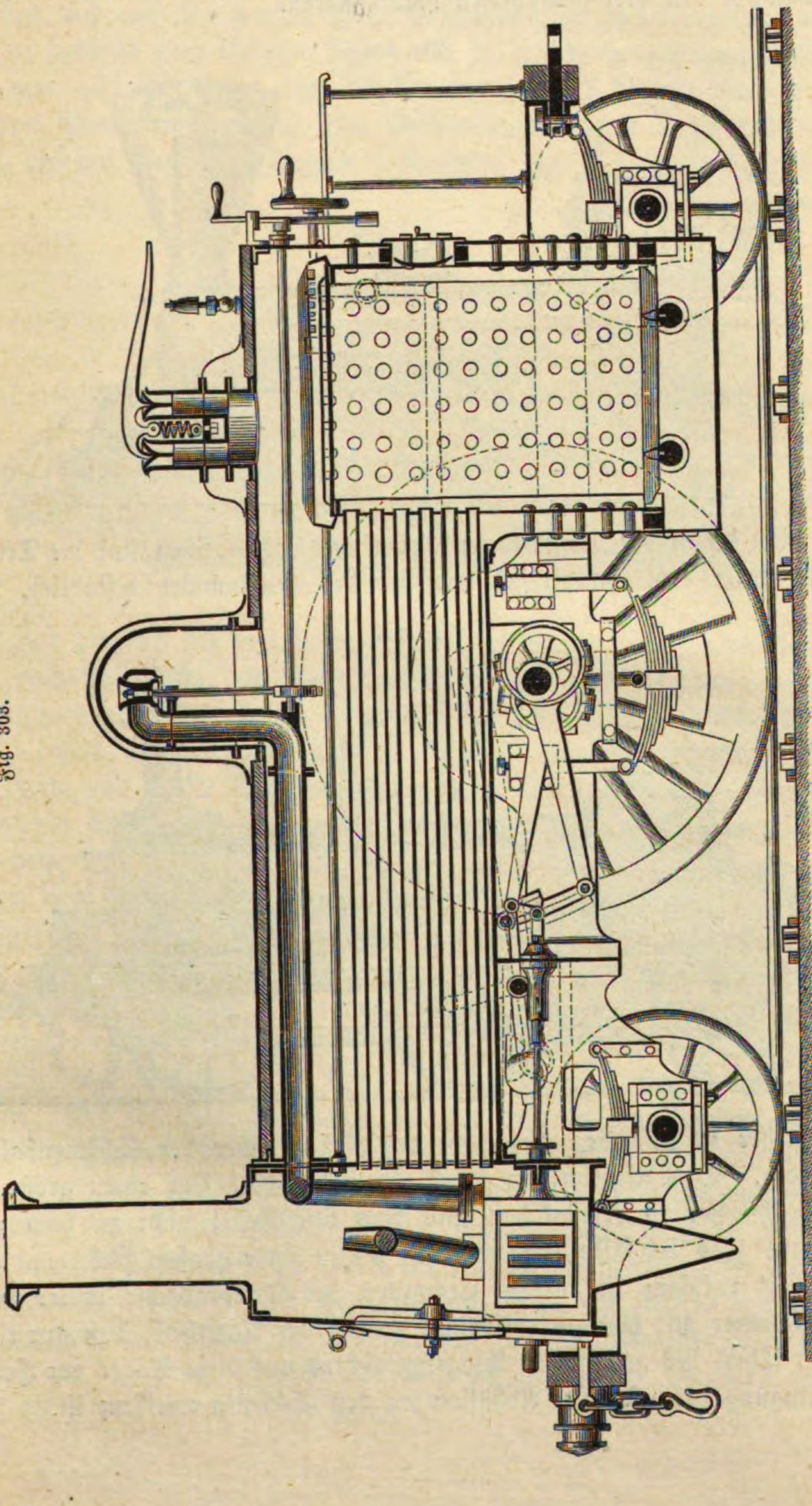
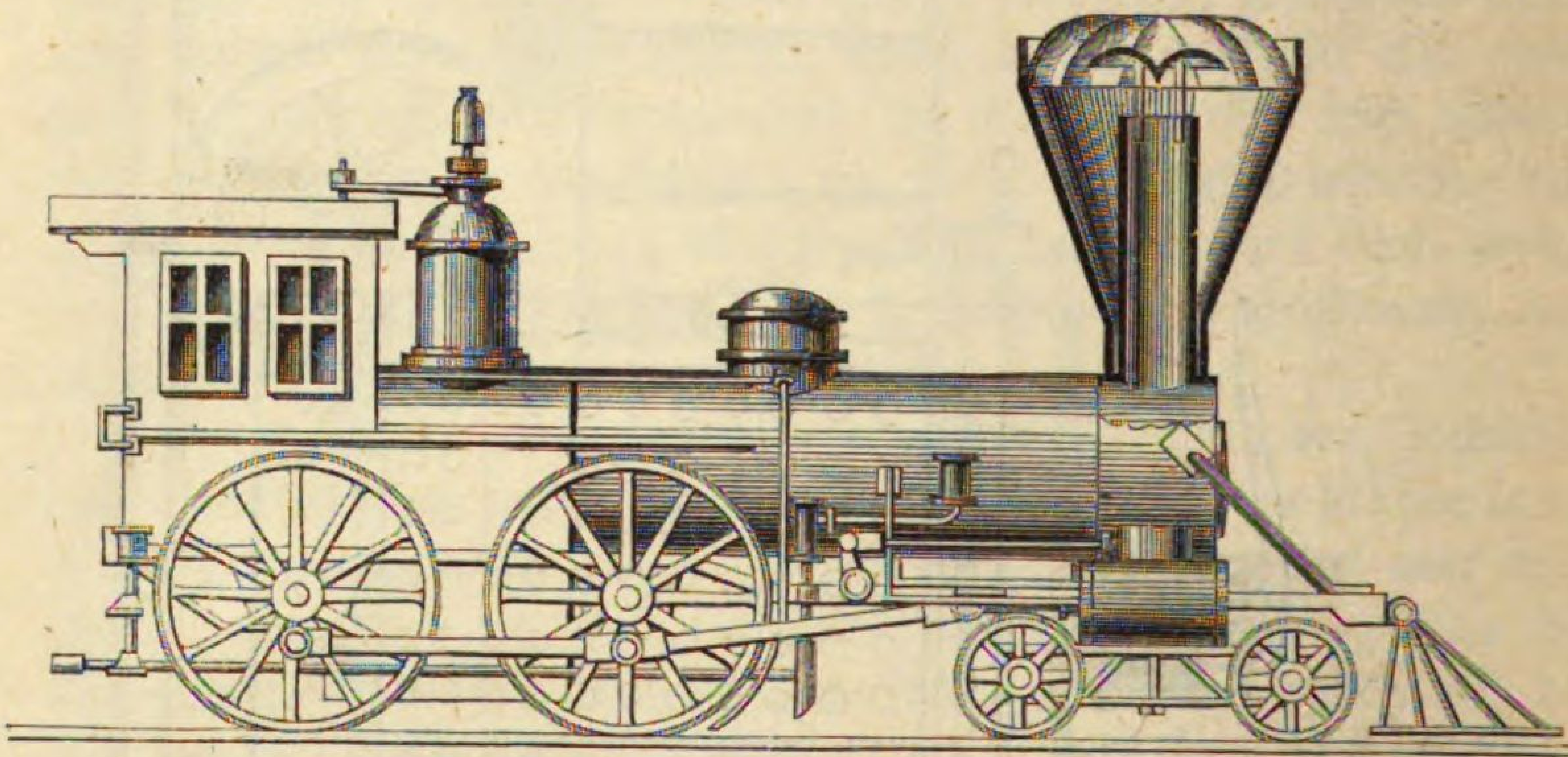


Fig. 303.

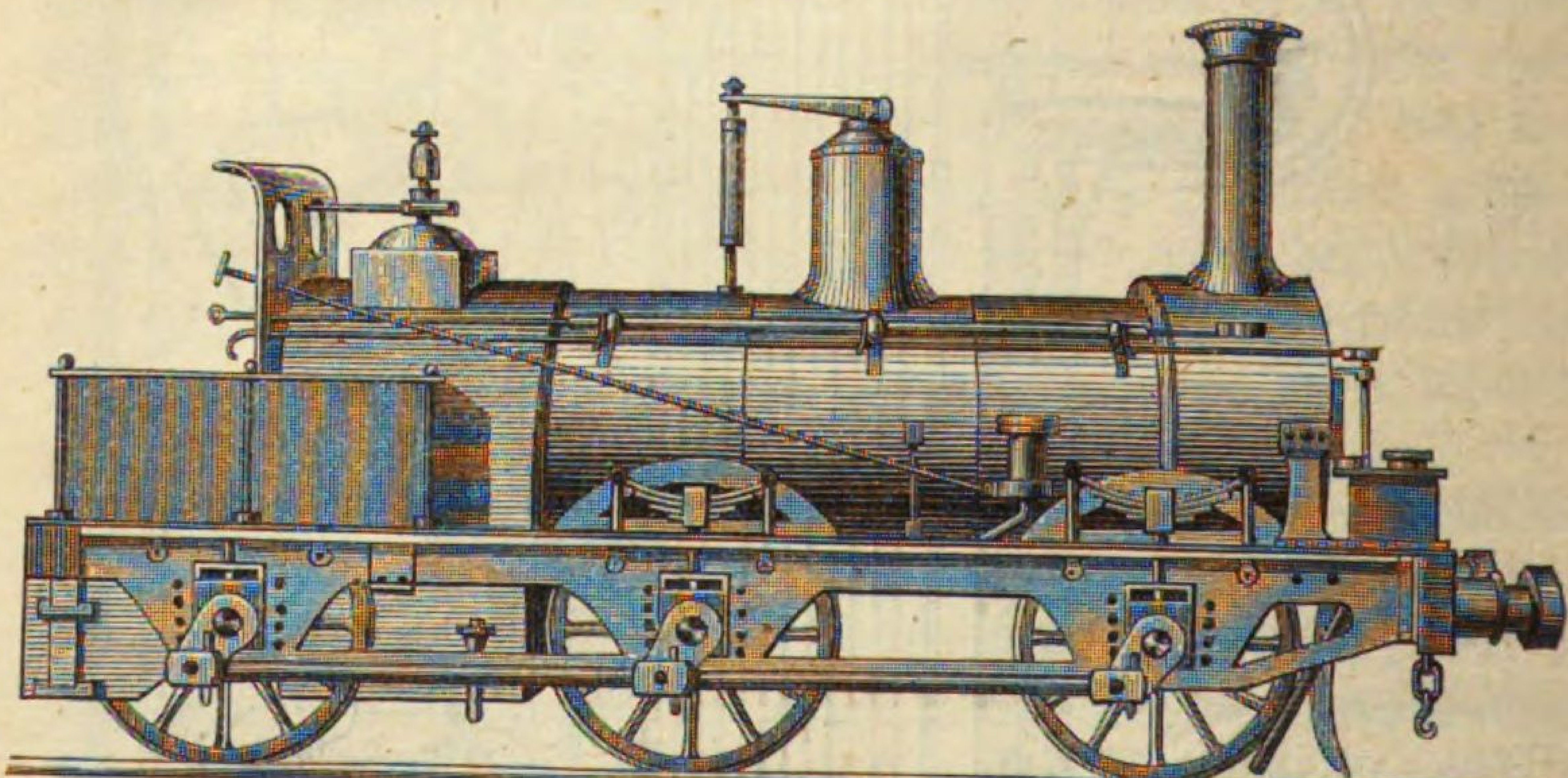
mit einem oder zwei andern Räderpaaren verkuppelt. Fig. 304 zeigt eine solche Personenzugslokomotive mit zwei, Fig. 305 eine Güterzugslokomotive mit drei gekuppelten Räderpaaren.

Fig. 304.



Bei diesen drei abgebildeten Arten von Lokomotiven sind die Triebräder unter dem Hauptkessel und vor der Heizkammer befindlich, ihr

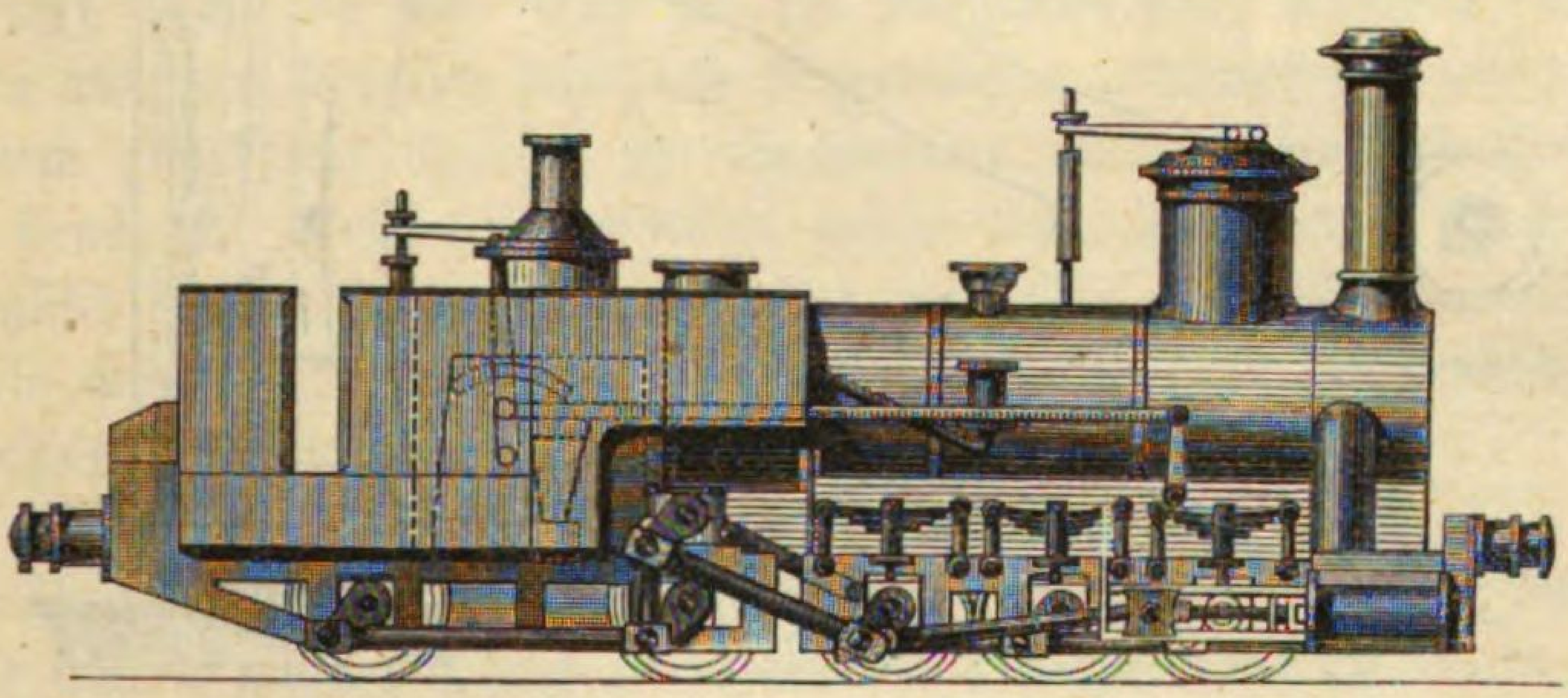
Fig. 305.



Halbmesser ist also von der Höhe des Kessels über der Schienenbahn abhängig. Diese Einrichtung ist die gewöhnliche. Um einen größern Raddurchmesser zu ermöglichen und doch den Kessel nicht zu hoch zu placiren, was bei Eilzugslokomotiven wegen ihrer großen Geschwindigkeit nicht rathsam ist, bringt Crampton die Triebradachse hinter der Feuerkammer an; hieraus entspringt freilich der Nachtheil, daß nur ein kleiner Theil des gesammten Wagengewichtes auf diese Räder zur Hervorbringung der nöthigen Adhäsion an den Schienen wirksam ist.

Sind auf der Bahn sehr starke Steigungen zu überwinden, so ist man wegen der hierzu erforderlichen bedeutend größeren Zugkraft genöthigt, sich auf eine minder große Geschwindigkeit zu beschränken, und wendet deßhalb noch kleinere Räder als in den vorhergehenden Fällen an; man gibt ihnen nur etwa 1 m Durchmesser und kuppelt deren noch mehrere Paare an einander. Ein Beispiel einer solchen Berglokomotive zeigt die auf Fig. 306 skizzirte Lokomotive der Sömmeringbahn.

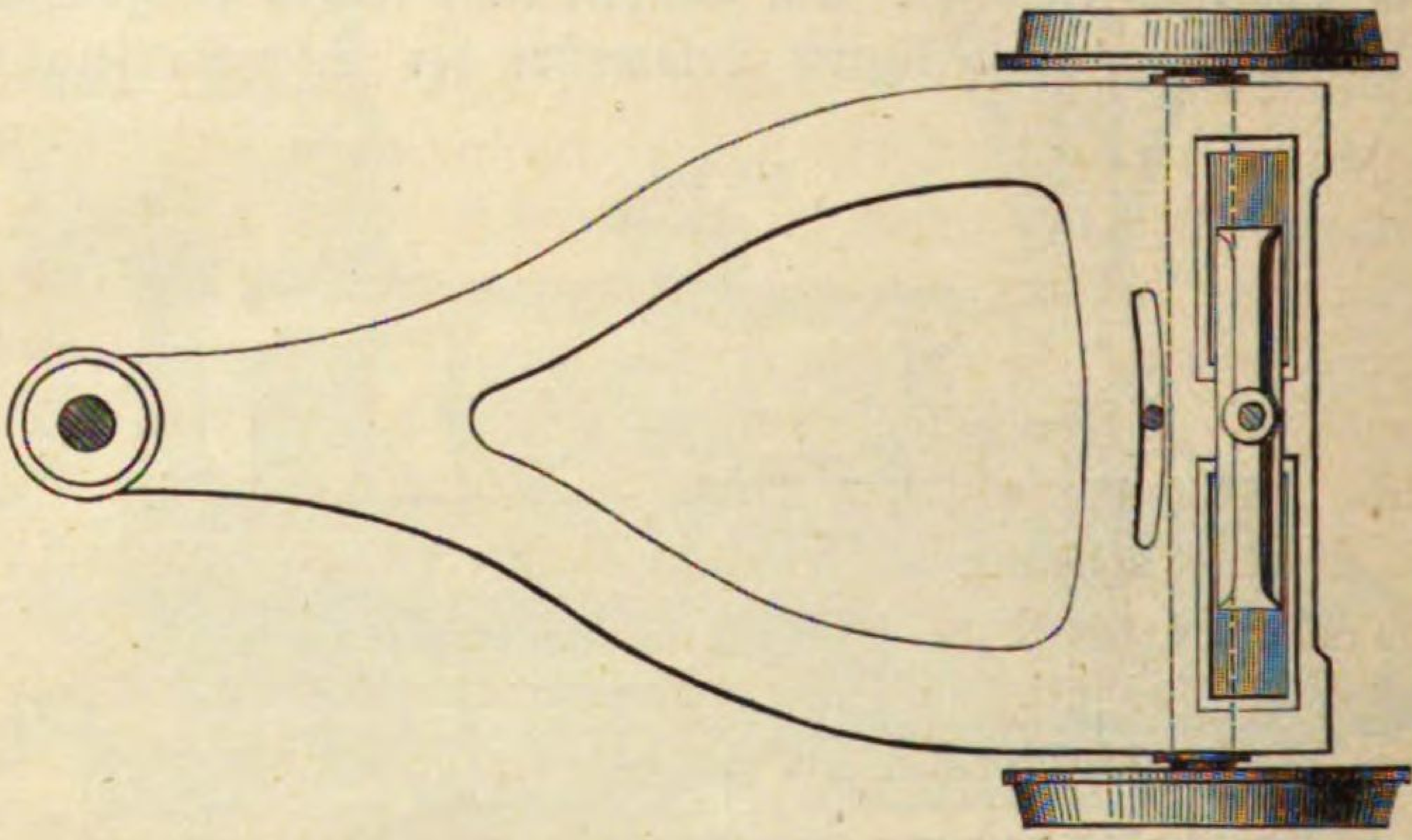
Fig. 306.



Hier sind zunächst die drei ersten Räderpaare mit einander durch Kurbeln verkuppelt; von den Krummzapfen des dritten Räderpaares gehen Zugstangen nach einer etwas höher liegenden Blindachse, welche keine Räder besitzt, sondern durch anderweite Zugstangen ihre Bewegung auf das vierte und fünfte Räderpaar fortpflanzt. Diese Lokomotive hat eine bedeutende Länge, die Entfernung zwischen der ersten und letzten Achse fällt deßhalb ziemlich groß aus; es würden sich also für das Durchlaufen von Kurven, die gerade bei stark ansteigenden Bahnen weit häufiger und von kleinerem Krümmungsradius vorkommen, Schwierigkeiten ergeben, welche man bei diesen Lokomotiven dadurch hebt, daß man das Gestell bei der erwähnten Blindachse getheilt und um ein Charnier oder einen Drehbolzen beweglich gemacht hat, so daß die auf einander folgenden Räder sich den Bahnkrümmungen besser anschmiegen können. Die erwähnte Blindachse ist nur deßhalb eingeschaltet, weil beim Durchfahren von Bahnkurven die dritte und vierte Achse nicht mehr parallel zu einander liegen und also die gewöhnliche Kurbelkuppelung nicht mehr passen würde. Früher übertrug man auch die Bewegung von der dritten auf die vierte Achse durch Zahnräder. Bei dieser Berglokomotive befinden sich übrigens zur Seite des Kessels und auf dem hintern Gestelltheile die Behälter für das Speisewasser und die Kohlen, so daß deren Gewicht das Gesammtgewicht der Maschine und somit die Adhäsion der Räder vermehrt.

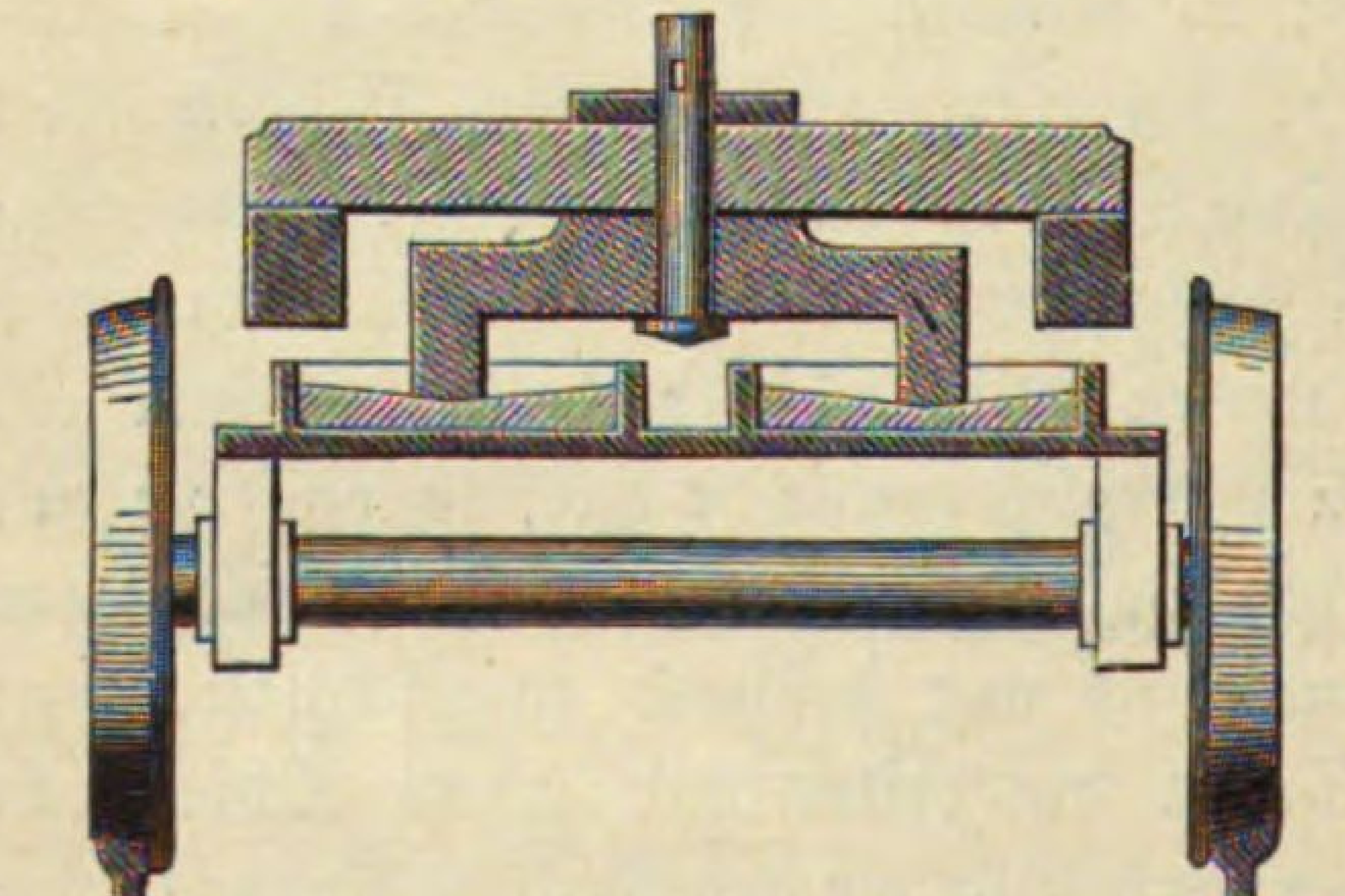
Ein anderes Mittel, die Lokomotiven zum Durchlaufen von Kurven geschickter zu machen, besteht darin, daß man, wie in Fig. 304, die vordern Räder, deren hier vier vorhanden sind, an einem besondern kleineren Gestell anbringt, welches um einen unter der Schornstein-

Fig. 307.



kammer angebrachten Bolzen sich drehen kann, wie dieß an vielen amerikanischen Lokomotiven, deren Typus eben Fig. 304 repräsentirt, der Fall ist, und welche Einrichtung der an jedem gewöhnlichen Fuhrwerke ähnlich ist. Eine verbesserte Art dieser Vorrichtung läuft darauf hinaus, daß man wie Fig. 307 im Grundriß, Fig. 308 im aufrechten Querdurchschnitt zeigt, bloß zwei Vorderräder, also bloß eine Achse anbringt und den Drehbolzen in einiger Entfernung davon unter dem Kessel befestigt. Das alsdann nöthige Vordergestell hat die Form eines gleichschenklichen Dreieckes, in dessen Spitze der Drehbolzen liegt, und auf dessen Grundlinie die Radachse eingelagert ist, so wie letztere auch oben zwei Platten trägt, deren Oberflächen aus je zwei schwach gegen einander geneigten schiefen Ebenen besteht, wie aus Fig. 307 ersichtlich. Das Hauptgestell der Maschine trägt mittelst eines Querriegels zwei Backen, welche auf diesen schiefen Ebenen aufruhen; hat dann in Folge einer Bahnkrümmung das vordere Räderpaar

Fig. 308.



das Hilfsgestell etwas gedreht, so sucht das Gewicht der Maschine von selbst wieder mittelst dieser schiefen Ebenen den Parallelismus der Achsen herzustellen, sobald die Lokomotive die Krümmung überschritten hat.

Ein weiteres Mittel zu diesem Zwecke besteht darin, daß die vordere Achse in ihren Lagern in der Querrichtung um 4—7^{cm} verschiebbar ist.

Gewöhnlich wird an die Lokomotive ein Wagen, der Tender, angehängt, auf welchem sich das nöthige Brennmaterial und der Wasservorrath befinden; wie schon bei der Berglokomotive erwähnt, können aber auch die Behälter für diese Gegenstände unmittelbar an der Lokomotive angebracht werden, um ihr Gewicht für eine vermehrte Adhäsion zu benutzen. Solche Lokomotiven nennt man Tenderlokomotiven (englisch tank engines); man wendet sie vielfach auf Bahnen mit theilweise starken Steigungen oder zum Hilfsdienst auf Bahnhöfen und Bergwerkseisenbahnen an.

Die Räder bestehen aus Nabe, Armen und Kranz. Man gießt die schmiedeisernen Speichen entweder in eine Nabe ein, oder vereinigt ihre Enden an der Stelle der Nabe durch Schweißung zu einem Stück, welches durch aufgelegte Platten noch verstärkt wird. Oder man stellt die Räder ganz aus Schmiedeisen durch einen eigenthümlichen Walzprozeß dar, in welchem Fall sie dann eine volle Scheibe bilden und keine Speichen haben. Ueber den abgedrehten Kranz wird der Radreifen gezogen. Dieser wird aus Schmiedeisen oder Stahl durch Walzen hergestellt und kann, nachdem er sich durch den Gebrauch abgelaufen hat, nachgedreht oder nach Befinden durch einen neuen ersetzt werden. Die äußere Mantelfläche der Radreifen oder Bandagen ist nicht cylindrisch, sondern zunächst mit einem nach der Mitte der Bahn zu vorstehenden ringförmigen Vorsprung, dem Spurkranz, versehen, damit die Räder nicht von den Schienen abgleiten können; außerdem ist sie konisch gedreht, mit einer Neigung von 1 : 10 zur Axe, so daß der Durchmesser zunächst dem Spurkranz am größten ist. Da die Räder jedesmal zu Paaren auf einer Axe festgekeilt sind und es beim Durchlaufen von Krümmungen nöthig ist, daß das außen laufende Rad eine größere Umfangsgeschwindigkeit habe, als das innen laufende, so kann alsdann, weil die Weite der Spurkränze etwas geringer als die Spurweite der Schienen gemacht wird, der ganze Wagen etwas nach außen rücken, und das auf der äußeren Schiene rollende Rad läuft vermöge seiner Konicität mit einem größeren Durchmesser auf den Schienen, als das auf der innern Schiene rollende. Ueberdieß wird durch diese konische Form des Radumfanges die ganze Lokomotive auf geraden Bahnstrecken auf der Mitte erhalten.

Aus dem Durchmesser der Räder und der gewünschten Geschwindigkeit ergibt sich sehr einfach die **Zahl der Kolbenspiele**; so müssen z. B. für eine Geschwindigkeit von 60 Kilometern in der Stunde bei Rädern von 2 m Durchmesser in der Minute ungefähr 160 Radumgänge, demnach 320 einfache Kolbenhübe stattfinden, daraus folgt von selbst die Nothwendigkeit, einen kurzen Hub anzuwenden, den man von 0 m,45 bis 0 m,65 wählt.

Zu den **Radaxen** nimmt man das beste Material von Schmiedeisen oder Stahl und läßt dieselben in Lagern von harter Bronze laufen, die sich vertikal in Schlitzen am **Gestellrahmen** verschieben können. Diese Gestellrahmen, auf denen der Kessel und die ganze Maschine ruht, sind entweder ganz aus Schmiedeisenplatten hergestellt, oder theilweise aus Holz und mit starken Eisenplatten belegt, und enthalten nach hinten zu eine Plattform als Platz für den Führer, so wie sowohl hinten als vorn Vorrichtungen zum Anhängen der Wagenzüge. Am Rahmen aufgehängte starke **Federn**, entweder wie gewöhnliche Wagenfedern aus auf einander liegenden gekrümmten Stahlblättern, oder aus Kautschukblöcken bestehend, drücken auf die Axenlager und fangen alle Stöße auf, die durch Unebenheiten der Bahn u. s. w. hervorgebracht werden, damit sie sich nicht auf die Maschine fortpflanzen.

Auf den Gestellrahmen ist zunächst der **Kessel** aufgesetzt. Die Einrichtung desselben ist der Hauptsache nach bereits Seite 175 abgebildet und beschrieben. Der Durchmesser desselben ist durch die Geleisweite der Bahn begrenzt, die Länge des cylindrischen Theiles variirt dagegen nach der verlangten Verdampfungskraft von 3 m bis 5 m. Die innere Weite der Röhren beträgt 4 bis 5 cm. Die Anzahl derselben ist sehr verschieden; man hat für gewöhnlich bis zu 160 Stück, bei sehr starken Berglokomotiven auch bis zu 200 Stück in einem Kessel angebracht, doch ist hierbei zu bemerken, daß dieselben nicht zu eng beisammen stehen dürfen, weil sonst die Cirkulation des Wassers zu sehr erschwert wird, der Dampf nicht leicht genug aufsteigen kann und die Röhren zu leicht durchbrennen.

Es hat sich herausgestellt, daß 1 □m Heizfläche der Feuerkammer annähernd so viel Verdampfungskraft besitzt als 3 □m der Rauchrohrfläche. Man hat daraus den Schluß ziehen wollen, es sei daher die Oberfläche der Feuerbüchse möglichst groß zu machen. Dieser Schluß ist unrichtig, weil nur die gesammte Heizfläche die Wärmemenge bedingt, welche von ihr durchgelassen wird und nach S. 154 die aufeinander folgenden Kesseltheile um so weniger Wärme durchleiten, je niedriger der Unterschied der Temperaturen außerhalb und innerhalb der Wandtheile wird. Man kann der Feuerbüchse und dem sie umgebenden Theile des Kessels eine runde oder viereckige Form geben, für die

gewöhnliche Spurweite der Bahnen von 1 m,435 ist indeß die viereckige Form die zweckmäßigere, da sie mehr Heizfläche gewährt; letztere beträgt bei den gewöhnlichen Konstruktionen 6 bis 8 □ m, doch findet man sie bei neueren Lokomotiven in Folge besonderer Einrichtungen auch noch größer. So wie die Seitenwände des Feuerkastens mit den darum befindlichen Kesselwänden durch Stehbolzen (ungefähr einen auf jeden Quadratdecimeter) verankert sind, ist auch die flache Decke der Feuerbüchse durch darauf befestigte starke Schienen versteift, oder auch durch besonders angesetzte Zellenwände verstärkt und hierdurch nebenbei eine größere Heizfläche erzielt. Das Material für den Kessel selbst ist Schmiedeisen, für die Feuerbüchse häufig Kupfer. Die Endplatten des Kessels und der Feuerkammer, in welche die Röhren eingesetzt sind, müssen etwas stärker sein, als die übrigen, weil sie vielfach durchlöchert sind und den Röhren genügenden Anhalt geben müssen.

Die Befestigung der Röhren selbst erfolgt dadurch, daß die sie aufnehmenden Löcher nach außen zu etwas konisch gestaltet sind; die Rohrenden werden dann scharf an dieselben angetrieben und entweder ihr Stirnende etwas umgebördelt oder ein konischer Stahlring fest eingepreßt; der im Innern des Kessels wirkende Dampfdruck strebt die Stirnplatten des Kessels und der Feuerkammer fortzuschieben und treibt dieselben dann nur noch fester auf die in einen Konus verwandelten Röhrenenden auf. Es bilden so die Röhren gewissermaßen eine Verankerung der Kesselstirnwände, welche oberhalb der Röhren durch besondere Ankerstangen bewirkt wird.

Das vordere Ende der Rauchröhren mündet in die Rauchkammer ein, die vorn mit einer Reinigungsthüre, unten zuweilen, wie in Fig. 303 zu sehen, mit einem Trichter zur Ableitung der mit fortgerissenen und sich hier ablagernden Kohlenstückchen versehen ist und auf welcher oben der Schornstein steht, der verhältnißmäßig sehr niedrig ist, da die oft vorkommenden Bahnüberbauungen selten mehr als 4,3 m Gesammthöhe der ganzen Lokomotive gestatten.

Um den gehörigen Zug hervorzubringen, läßt man den in den Cylindern verbrauchten Dampf durch das **Blaserohr** in den Schornstein treten. Hier reißt der Dampf die Verbrennungsgase mit, bewirkt dadurch eine Luftverdünnung im Rauchkasten, wodurch frische Luft durch den Rost nachgesogen wird. Das Dampfaustrittsrohr ist zur Erzeugung eines kräftigen Zuges mit einer konischen Ausmündung versehen, hat etwa $1/_{22}$ des Cylinderquerschnittes an Oeffnungsquerschnitt und wird auch häufig mit einem Regulator versehen, der vom Maschinisten beliebig verstellt werden kann, um einen stärkeren oder schwächeren Zug, also eine größere oder geringere Dampferzeugung zu erzielen.

Das Verdampfungsvermögen des Kessels ist ein verhältnißmäßig großes, theils weil die heißen Gase auf ihrem ganzen Weg von Wasser umgeben sind, theils und hauptsächlich weil während der Fahrt das Wasser unruhig im Kessel ist, die „Dampfpelze" (S. 152) an der Heizfläche daher fortwährend vom Wasser abgewaschen werden. Bei einem guten Wirkungsgrad kann er 18 Kil. Dampf per 1 □^{m} Heizfläche in der Stunde liefern, bei einem weniger günstigen 25 Kil. und mehr. Hat daher der Kessel 100 □^{m} Heizfläche, so beträgt die Produktion per Sekunde für diese beiden Annahmen 0,5 und 0,7 Kil. Dampf.

Da durch den heftigen Zug häufig Asche und glühende Kohlenstücke mit fortgerissen werden, die zu Feuersgefahr Anlaß geben können, so versieht man das obere Ende des Schornsteins auch (namentlich wo mit Holz gefeuert wird) mit einem Funkenfänger. Ein solcher besteht, wie Fig. 304 zeigt, aus einem aufgesetzten Schirm mit Leitkurven, welche der austretenden heißen Luft eine wirbelnde Bewegung ertheilen und veranlassen, daß die in ihr enthaltenen schwereren Theilchen in eine trichterförmige Umhüllung des Schornsteines fallen.

Die an einem Kessel noch nöthigen Apparate sind die Wasserstandszeiger, wozu man theils Probirhahnen, theils Wasserstandsgläser benutzt; die Manometer, die man wegen der Bewegung und Erschütterung des Ganzen so wählt, wie sie S. 228 angegeben sind; die Signalpfeife und endlich die Sicherheitsventile, die nach Art der S. 236 beschriebenen mit Federdruck versehen sind.

Bei der in Fig. 303 abgebildeten Lokomotive ist ein Ramsbottom'sches doppeltes Sicherheitsventil angebracht. Beide Ventile werden hier durch eine einzige dazwischen liegende Feder gedrückt; der Maschinist kann in Folge dessen das Ventil nicht stärker als gestattet ist, beschweren, wohl aber durch Druck auf den Hebel, an dem die Feder hängt und der auf beide Ventile wirkt, eines der Ventile etwas lüften.

Um zu verhüten, daß durch das Abströmen des Dampfes viel Wasser mit fortgerissen wird, setzt man entweder einen besonderen Dampfsammler in Gestalt eines Domes auf den Kessel, oder erhöht auch den die Feuerkammer umschließenden Theil des Kessels selbst und läßt von dem so geschaffenen höchsten Punkte aus den Dampf in das Leitungsrohr nach den Cylindern zu strömen. Oder man legt das Dampfrohr in den höchsten Theil des Kessels und versieht es oben mit einem engen langen Spalt, durch den der Dampf erst in das Rohr treten kann.

Die Dampfcylinder befinden sich am vordern Ende des Rahmens und zwar sind sie entweder, wie aus den Fig. 309, 304 und 306

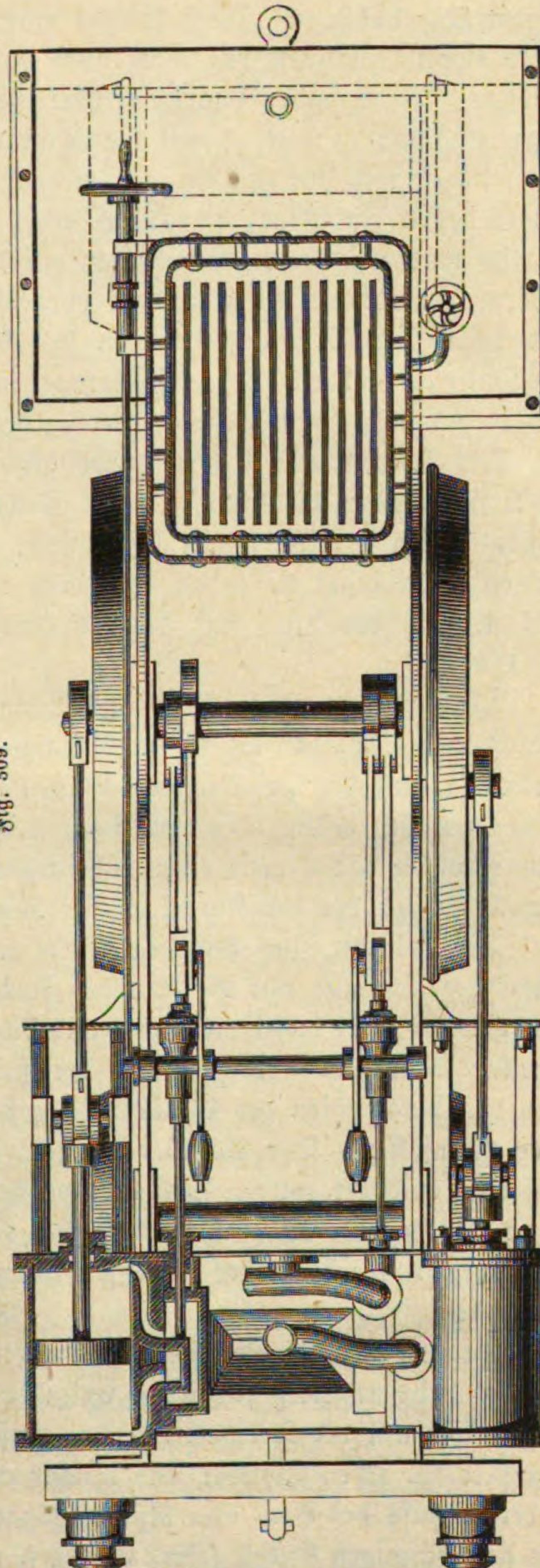


Fig. 309.

ersichtlich, außen an selbigem befestigt, oder innerhalb desselben in die Rauchkammer gelegt. Bei ersterer Art der Ausführung kann die Triebachse gerade sein, und es werden an deren Enden oder auch in den Naben der Triebräder, je nachdem der Gestellrahmen außerhalb oder innerhalb der Räder liegt, die Kurbelzapfen angebracht; bei innen liegenden Cylindern sind dieselben zwar durch ihre Stellung in der Rauchkammer sehr vor Abkühlung geschützt, man ist aber dann genöthigt, eine doppelt gekröpfte Triebachse zu verwenden, und ein großer Theil des Mechanismus erhält eine weniger leicht zugängliche Lage unter dem Kessel. Man schreibt dieser letztern Einrichtung indeß noch den Vortheil zu, daß der Rahmen, welcher durch seine beiden Längen- und Querseiten ein Rechteck bildet, durch die stoßenden Wirkungen der beiden Maschinen weniger aus der rechtwinkligen Form gebracht werde, als dieß bei Außencylindern der Fall ist, da hier die Kräfte an größeren Hebelarmen wirken.

Sonst ist die Stellung der Cylinder horizontal oder wenig geneigt, was namentlich bei Innencylindern von der Größe der

Vorderräder abhängt. Meist wendet man zwei Cylinder an; für sehr starke Berglokomotiven hat man auch vorgeschlagen, vier Cylinder zu benutzen, die entweder paarweis übereinander (in diesem Falle etwas gegen einander geneigt, damit die Richtung beider nach der Triebachse zeigt) liegen und auf eine einzige Triebachse wirken; oder an jedem Ende des Gestelles ein Paar, jedes auf eine besondere Triebachse wirkend. Endlich wurde auch von Stephenson ein dritter Cylinder von größerem Durchmesser als die beiden andern vorgeschlagen, der zwischen denselben und dessen Kurbelrichtung zwischen den beiden um 90 Grad versetzten gewöhnlichen Kurbeln liegen sollte; es sollte hieraus eine sehr große Gleichförmigkeit der Bewegung hervorgehen.

Der Dampfdruck wird gewöhnlich ziemlich hoch angenommen, im Kessel bis zu 10 Atmosphären. Dadurch wird es, selbst bei Anwendung von ziemlich starker Expansion, möglich, den Cylindern einen kleinen Querschnitt zu geben und doch eine bedeutende Kraft zu entwickeln. In der That sind die Durchmesser der Cylinder nur 0,30^{m} bis 0,45^{m}.

Die Kolben werden häufig aus Schmiedeisen angefertigt, und ihre Stangen aus Stahl; die Gerадführung derselben erfolgt mittelst am Kolbenstangenkopfe angebrachter Backen aus Gußeisen oder Bronze, welche zwischen einem oder zwei Paaren von Stahlschienen gleiten. Die Schubstangen haben meist einen rechteckigen Querschnitt, und ihre Länge verhält sich zu der der Kurbel in der Regel wie 1 : 5.

Die Cylinder sind mit dem Schiebergehäuse möglichst aus einem Stück gegossen und nur die nöthigen leicht zu verschließenden Oeffnungen gelassen, um das Einbringen und Nachsehen der darin arbeitenden Theile, so wie das Nacharbeiten der sich abnutzenden Schieberflächen und das Nachbohren der Cylinder zu gestatten, ohne selbe erst demontiren zu müssen. Der Schieber ist meist ein einfacher D-Schieber, der zuweilen entlastet wird. Seltener wendet man noch einen besonderen Expansionsschieber an, sondern begnügt sich mit der durch Ueberdeckung und durch Anwendung der Koulissenbewegung (S. 329) zu erreichenden Expansion.

An den ältesten Lokomotiven brachte man bloß ein Excenter zur Schieberbewegung für jeden Cylinder an, welches des Umsteuerns wegen lose auf der Treibachse stecken mußte; später benutzte man zwei Excenter für jeden Schieber und brachte abwechselnd das eine oder das andere behufs des Vor- oder Rückwärtsganges durch Heben oder Senken der gabelförmigen Enden seiner Stangen mit der Schieberstange in Verbindung. Seit Erfindung der Koulissensteuerungen werden aber diese jetzt wohl ausschließlich als Umsteuerungsmittel benutzt.

Die Speisung des Kessels erfolgt durch zwei Pumpen, deren Kolbenstangen entweder unmittelbar an den Dampfkolben angeschlossen werden, also mit diesem gleichen Hub haben, oder welche an ein besonderes Auge eines Schieberexcenters angehängt werden. Der Schwankungen des Wagens halber sind für diese Pumpen Kugelventile am zweckentsprechendsten. Die Saugrohre werden unterhalb des Rahmens nach dem Tender zu geleitet und müssen durch Stopfbüchsen und Kugelgelenke etwas beweglich und leicht vom Tender ablösbar gemacht werden. Auf unserer Zeichnung der Eilzugslokomotive ist statt der Pumpen ein Giffard'scher Injektor neben der Feuerkammer angebracht; man findet denselben jetzt sehr häufig an Lokomotiven, namentlich statt der sonst üblichen Handpumpe zum Speisen während eines Stillstandes der Maschine.

Von sonstigen einer Lokomotive speziell zukommenden Einrichtungen ist noch die Sandbüchse zu erwähnen, die bei Fig. 304 mitten auf dem Kessel, in Fig. 305 vor die Rauchkammer gestellt ist und durch ein von ihr ausgehendes Rohr etwas Sand auf die Schienen ausfließen läßt, was bei schlüpfrigem Zustand der Schienen, Glatteis u. s. f. nöthig wird.

Die Lokomotive soll während der Fahrt einen ruhigen Gang haben. Hieran ist der Zustand der Bahn und die Konstruktion der Lokomotive betheiligt. Betreffend die Bauart der Lokomotive, so sei Folgendes erwähnt. Wenn der Schwerpunkt des Ganzen in stetigem Fortschreiten begriffen ist, so ist dieß nicht der Fall mit den hin- und hergehenden Theilen. Die einen (Dampfkolben, Schubstangen ꝛc.) gehen z. B. vorwärts, haben also die Tendenz, den Schwerpunkt des Wagens vorwärts zu rücken. Da dieß nicht möglich ist, so müssen andere Theile auf derselben Seite, wie der Rahmen, rückwärts gehen, um die Wirkungen auszugleichen. Während der Dampf im Cylinder, der zwischen dem Kolben und Cylinderboden eingeschlossen ist, diese Theile auseinander drückt, treibt er die einen vorwärts, die andern rückwärts. Die vorwärtsgehenden wirken auf die Triebaxe, die rückwärts gehenden auf den Rahmen. Die Schubstangen schwingen um ihre Mittelrichtung auf und ab. In ihren schiefen Stellungen üben sie auf die Leitschienen einen Druck aufwärts oder abwärts aus. Dadurch werden die Federn abwechselnd stärker belastet und wieder entlastet, was eine auf- und abwärts gehende Bewegung der aufgehängten Theile zur Folge hat. Die Bewegungen, welche die Lokomotive durch diese Wirkungen annimmt, sind folgende.

1. Das Zucken, zu beiden Seiten des Rahmens, veranlaßt durch die schnell hin- und hergehenden Massen.

2. Das Schlingern oder das Hin- und Hergehen des Wagens zwischen den Schienen; es kann angesehen werden als eine Drehung um eine Vertikalaxe, welche durch den Schwerpunkt der Lokomotive geht.

3. Das Nicken oder das Sinken und Steigen der hintern und vordern Theile des Kessels. Diese Bewegung ist eine Schwingung um eine Queraxe, welche durch den Schwerpunkt der aufgehängten Theile geht.

4. Das Wanken oder das Sinken und Steigen der aufgehängten Theile auf der rechten, sowie auf der linken Seite des Wagens. Es besteht in einer Schwingung um eine Längenaxe.

5. Das Wogen oder das periodische Heben und Senken des Schwerpunktes der ganzen Lokomotive.

Das Zucken und Schlingern kann durch rotirende Balanciermassen ausgeglichen werden. Die andern mißlicheren Bewegungen können nur durch richtige Wahl der Verhältnisse möglichst unschädlich gemacht werden. Redtenbacher [1] empfiehlt: tiefe Lage des Schwerpunktes der aufgehängten Theile; möglichst gleiche Höhe dieses Schwerpunktes mit der Triebaxe und mit der Zusammenhängung des Wagenzuges; Verlegung des auf- oder abwärts gehenden Druckes der Schubstangenköpfe (Mitte der Leitschienen) möglichst nach dem Schwerpunkt der aufgehängten Theile, sowohl in der Quer- als Längenrichtung; daher auch innen liegende Cylinder; starre Federn, die in der Querrichtung weit auseinander liegen 2c.

Als Brennmaterial benutzt man in manchen Gegenden Holz oder Torf, sonst heizt man meistens mit Koaks und Steinkohlen. Für letzteren Zweck hat man namentlich etwas engere Roste, Feuerbrücken und dergleichen angebracht.

Nachstehend geben wir einige Daten über verschiedene Lokomotiven (die Maße in Metern):

	Eilzugs-lokomotive.	Personenzugs-lokomotive.	Amerikanische Personenzugs-lokomotive.	Güter-lokomotive.	Berglokomotive.
Durchmesser der Cylinder .	0,40	0,39	0,38	0,40	0,46
Hublänge	0,50	0,56	0,56	0,61	0,63
Kesseldurchmesser	1,21	1,24	1,13	1,30	1,22
Länge der Rauchröhren . .	3,33	3,35	3,45	3,62	4,47
Weite „ „	0,047	0,056	0,05	0,05	0,053
Anzahl „ „	192	161	136	180	158
Heizfläche der Rauchröhren .	99,2	102,2	78,9	—	121,9
Heizfläche der Feuerkammer .	8,33	10	6,61	—	7,69
Totale Heizfläche	107,5	112,2	85,5	113,7	198,8
Rostfläche	1,46	—	1,42	1,42	1,48
Anzahl der Triebachsen . .	1	2	2	3	5
Gesammtgewicht in Tonnen .	26,7	30	—	31,5	46

[1] Redtenbacher, Gesetze des Lokomotivbaues.

Alles, was von Eisenbahnlokomotiven gesagt wurde, gilt im Wesentlichen auch von **Straßenlokomotiven**, nur sind hier die Schwierig-

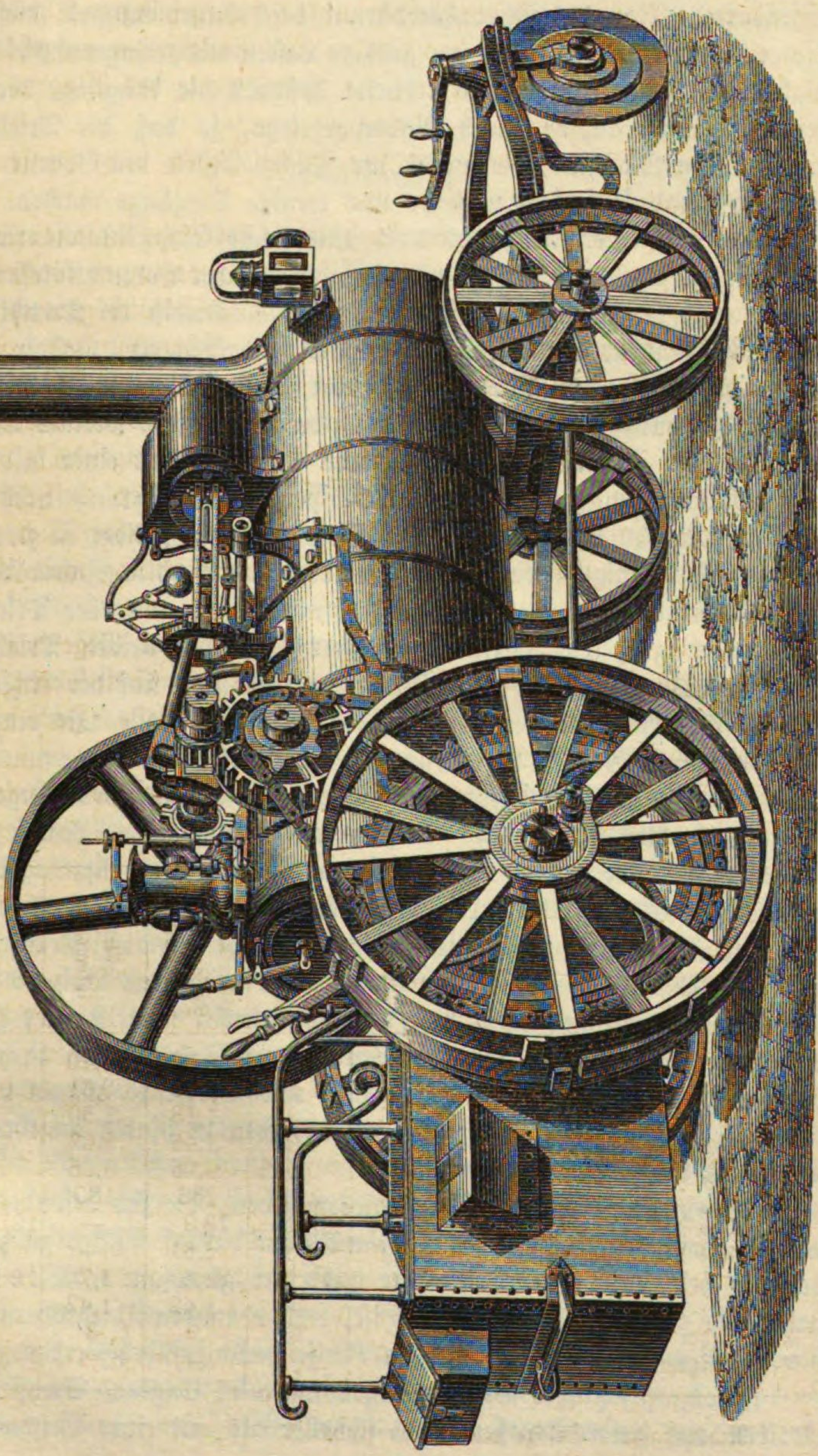


Fig. 310.

keiten viel größer, da die erforderliche Zugkraft auf einer in gutem Zustande befindlichen Straße allein schon 8mal größer ist, als auf einer Eisenbahn. Man hat sich daher darauf beschränken müssen, diese Lokomotiven nur zu benutzen, um größere Lasten mit geringerer Geschwindigkeit zu transportiren, und reducirt deßhalb die Umgänge der wirkenden Dampfmaschine durch Rädervorgelege, so daß die Triebräder einer solchen Maschine, die wegen der Nachgiebigkeit des Bodens ziemlich groß und breit sein müssen, nur wenige Umgänge machen. Die Fig. 310 gibt einen Ueberblick über eine solche Straßenlokomotive für schweren Zug. Der Kessel ist wie ein gewöhnlicher Lokomotivkessel konstruirt, nur bedeutend kleiner. Auf seinem Rücken ist der Dampfcylinder aufgeschraubt, der von einem Mantel umgeben ist, welcher durch einige Oeffnungen unmittelbar mit dem Dampfraum in Verbindung steht und dadurch sowohl als Umhüllung des Cylinders, wie als Dampfsammler und Zuleitungsrohr dient und natürlich mit einer besondern vom Maschinisten zu erreichenden Absperrungsvorrichtung nach dem Schieberkasten zu versehen ist. Die Schwungradwelle liegt in zwei auf dem Kessel befestigten Lagern und treibt mittelst eines Zahnrädervorgeleges ein kleineres Kettenrad um, von welchem aus eine Triebkette nach einem größeren Kettenrad auf der Achse der beiden Triebräder des Wagens geführt ist. Diese letzteren sind nicht auf der Achse festgekeilt, sondern werden mittelst eines durch ihre Nabe und eine entsprechende Scheibe auf der Welle gesteckten Bolzens mitgenommen; es wird dann beim Durchfahren sehr scharfer Biegungen des Weges ein Rad durch Ausziehen dieses Bolzens ausgelöst. Das Lenken einer solchen Lokomotive erfolgt durch einen an dem um einen Reitnagel drehbaren Schemel der Vorderräder angebrachten, ein Dreieck bildenden Rahmen, dessen Spitze ein fünftes Rad mit sehr schmalem Kranze, das Leitrad, trägt, welches in einer Gabel eines drehbaren Bolzens läuft. Auf Wegekrümmungen dreht nun der Wagenlenker mittelst eines Hebels diesen vertikalen Bolzen mit dem Leitrade, in Folge dessen dreht sich dem entsprechend auch der Vorderschemel und der ganze Wagen wendet sich nach der Seite. Kohlen und Wasser werden in hinten angebrachten Behältern mitgeführt.

Bei einer andern Art Straßenlokomotiven, die sich besonders auf rauhem, nachgiebigem Boden (Ackerland, um darauf Pflüge zu ziehen) bewegen soll, laufen die Triebräder auf einer gleichsam endlosen Eisenbahn, die auf Schuhen angebracht ist, welche an den Triebrädern drehbar befestigt sind und stets mit im Kreise herumgeführt werden.

Zufolge gesetzlicher Bestimmungen sollen in England Straßenlokomotiven auf freien Straßen nicht schneller als mit einer Geschwindig-

keit von zehn, in Dörfern bloß von fünf englischen Meilen in der Stunde fahren.

Die Anwendung der Straßendampfwagen ist bis jetzt noch eine sehr beschränkte geblieben.

9.

Fördermaschinen.

Die Aufgabe der Fördermaschinen ist es, Lasten auf größere Höhen zu heben, und zwar geschieht dieß durch Aufwickelung von Seilen, an deren Enden die Last hängt, auf eine Trommel, den sogenannten Seilkorb. Dabei ist das die Last enthaltende Gefäß an das Ende des einen Seiles gehängt, und das Ende des andern Seiles ist mit einem leeren Gefäß verbunden, so daß beim Drehen der Seiltrommel nach einer Richtung durch Aufwickeln des Seiles das gefüllte Gefäß gehoben wird, während das leere sich durch Abwickeln des in entgegengesetzter Richtung auf die Trommel aufgezogenen Seiles sich senkt und dem Füllort nähert. Es macht hierbei keinen Unterschied, ob die zu hebende Last in einer senkrechten oder bloß geneigten Bahn zu bewegen ist, immerhin handelt es sich darum, die Dampfmaschine so einzurichten, daß sie die Seiltrommel so lange nach einer Richtung in Umdrehung setzt, bis das gefüllte Fördergefäß am Entladungsort und das leere am Füllort ankommt, dann die Bewegung zu unterbrechen und nach geschehenem Füllen und Entladen beider Gefäße die Seiltrommel wieder in entgegengesetzter Richtung zu drehen, um das Seilende, welches erst niedergelassen wurde, wieder zu heben, dagegen das früher gehobene wieder abzuwinden. Speziell nennt man die auf den Bergwerken gebräuchlichen Maschineneinrichtungen zum Aufziehen der Gefäße mit den gewonnenen Gesteinen Fördermaschinen; die ganz gleiche Aufgabe stellt sich aber noch bei andern Gelegenheiten, z. B. bei Eisenbahnen mit sehr starken Steigungen (sogenannten schiefen Ebenen) heraus, und beide Fälle unterscheiden sich bloß durch die Verschiedenheit der Größe der Last und der ihr zu ertheilenden Geschwindigkeit.

Im Wesentlichen handelt es sich darum, die Maschine so einzurichten, daß sie dem Seile die erforderliche Geschwindigkeit ertheilt, sich schnell zu dem gewünschten Zeitpunkt anhalten und dann leicht in umgekehrter Richtung wieder in Gang setzen läßt.

Es ergibt sich aus der Forderung des schnellen Anhaltens und Ingangsetzens, daß man Hochdruckmaschinen ohne Kondensation wählt, bloß für obengenannte Eisenbahnzwecke verwendet man auch Kondensationsmaschinen; auf die Bauart kommt es hier weniger an, und es

kann jede der früher erwähnten Formen von Dampfmaschinen mit Rotationsbewegung angewendet werden; des leichten Ingangsetzens wegen wird man aber vorzugsweise Zwillingsmaschinen wählen, da bei eincylindrigen Maschinen immer noch eine Vorrichtung nothwendig sein würde, um beim Anlassen die in der Nähe des todten Punktes der Kurbel zum Stillstand gekommene Maschine über diesen hinaus zu bewegen.

Für die Umsteuerung der Fördermaschinen ist eine Koulissensteuerung sehr zweckmäßig zu benutzen; bei eincylindrigen Maschinen muß noch eine Vorrichtung vorhanden sein, um die Verbindung der Koulisse mit dem Schieber aufzuheben und den Schieber mit der Hand zu bewegen.

Eine andere Art der Umsteuerung für Zwillingsmaschinen ist die durch Fig. 311 und 312 abgebildete.

Fig. 311.

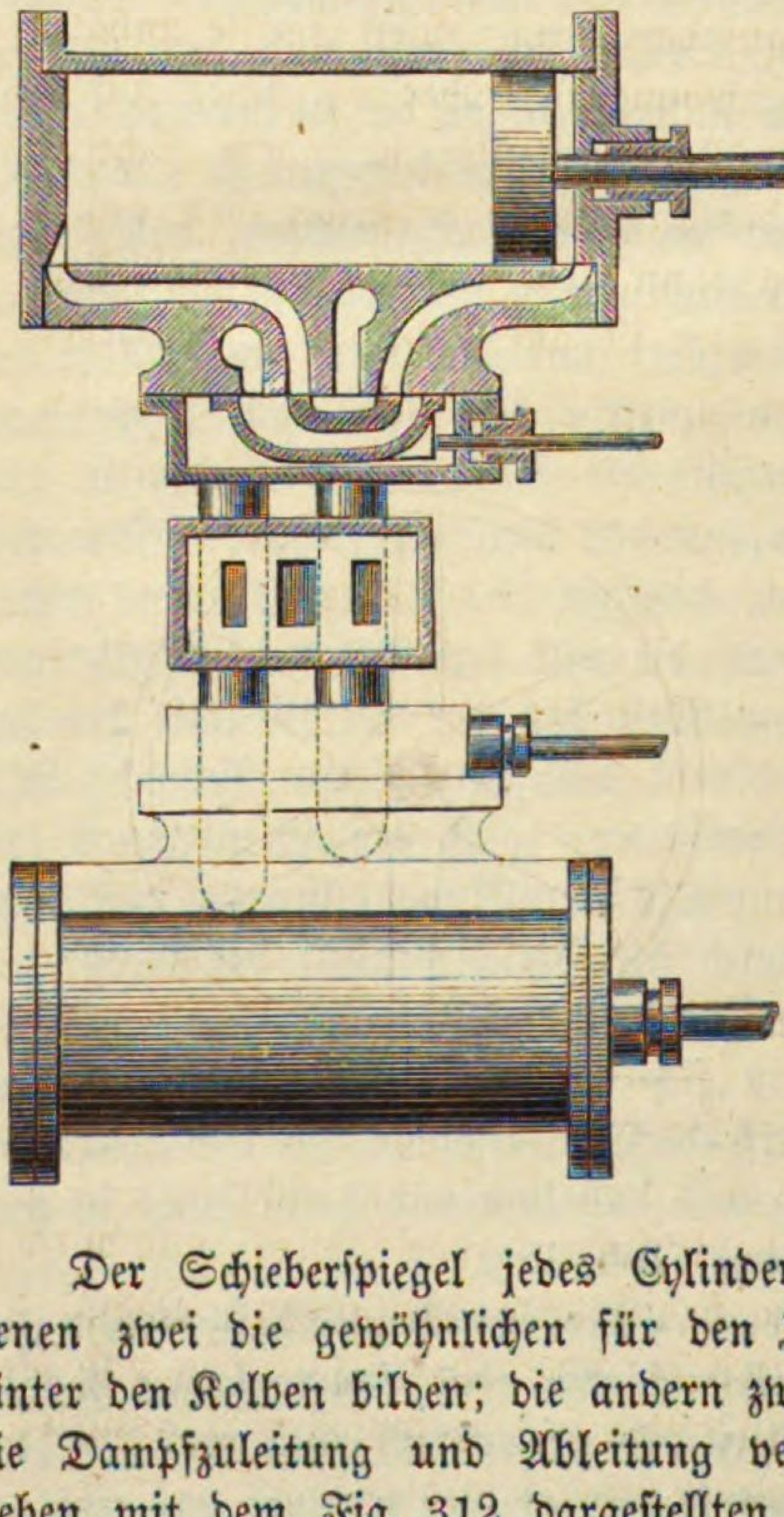
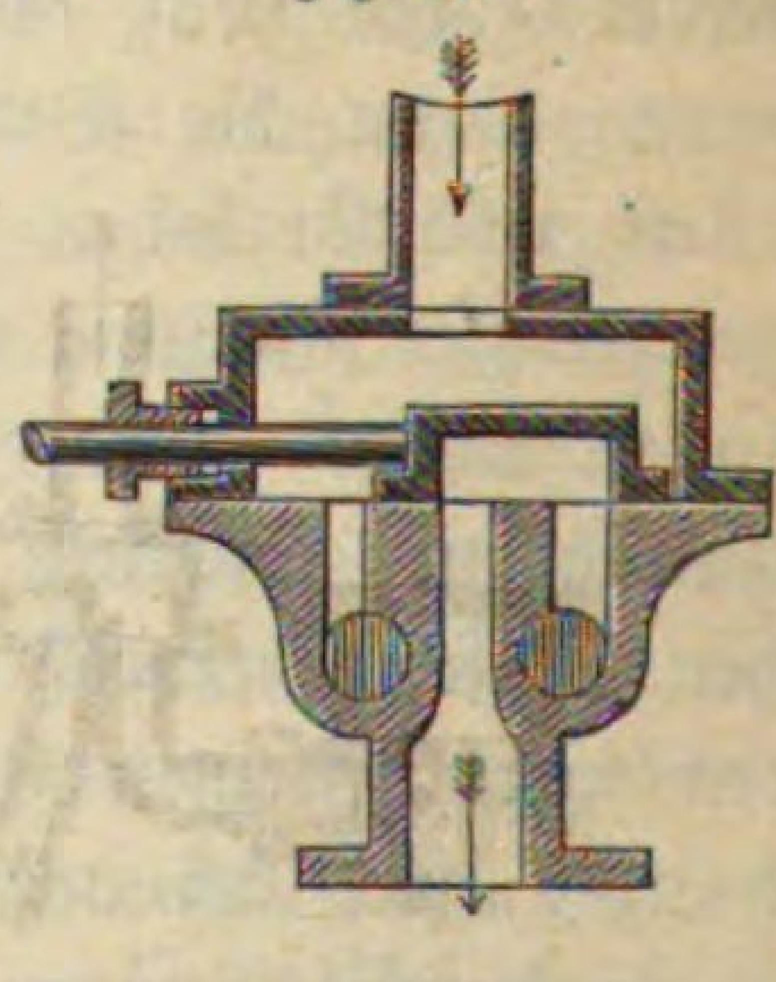


Fig. 312.



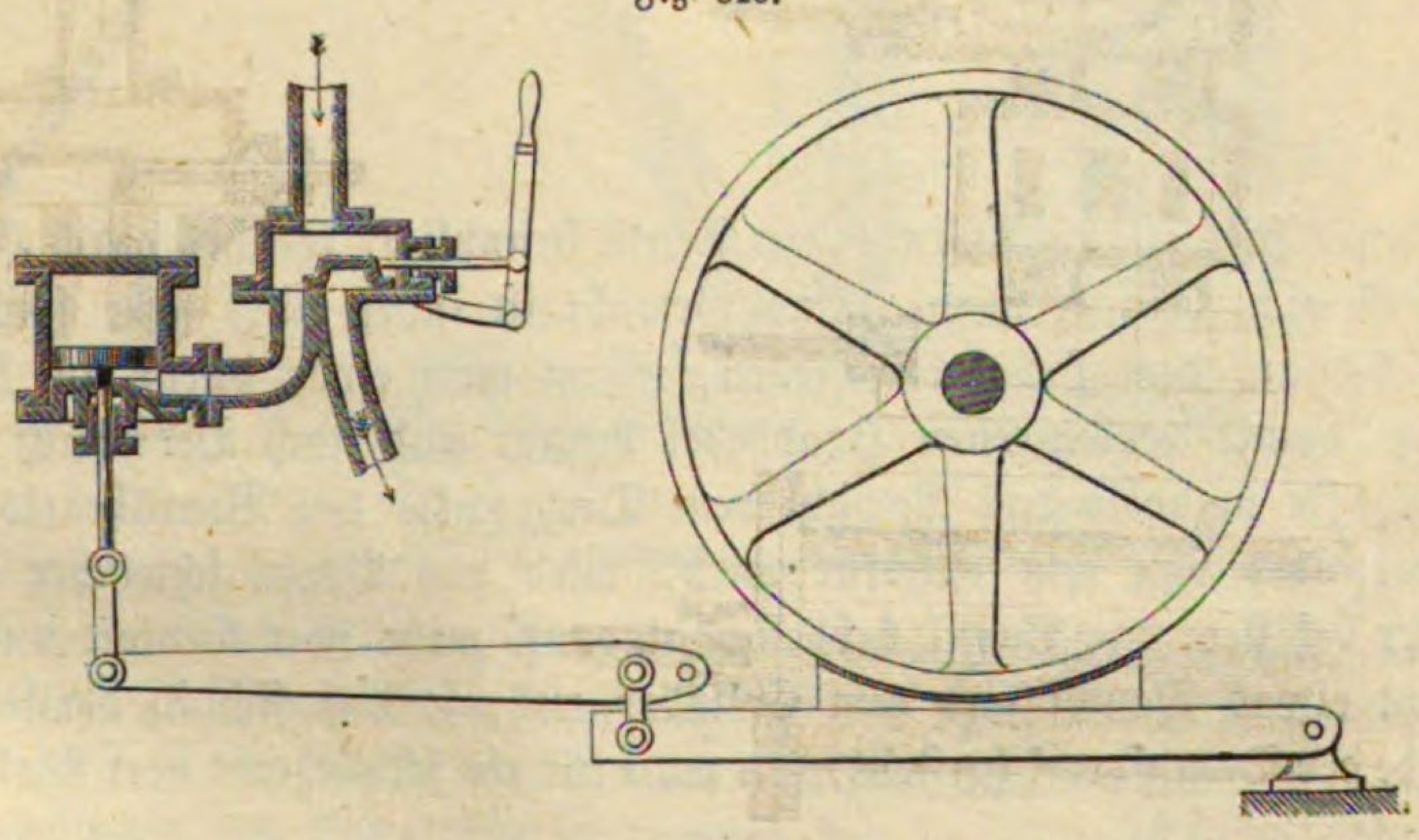
Der Schieberspiegel jedes Cylinders hat vier Oeffnungen, von denen zwei die gewöhnlichen für den Zutritt des Dampfes vor und hinter den Kolben bilden; die andern zwei aber mit einander wechselnd die Dampfzuleitung und Ableitung vermitteln. Die letztern beiden stehen mit dem Fig. 312 dargestellten Umsteuerungsapparat in Ver-

bindung. Dieser besteht aus einem Gehäuse, in welches der frische Dampf eintritt und welches einen Schieber besitzt; die Schieberfläche hat drei Oeffnungen, deren mittlere für den Dampfabzug dient, während die beiden andern mit den vorgenannten zwei Kanälen zusammenhängen. Je nachdem der Schieber gestellt ist, wird einer dieser Kanäle dem Zugang, der andere dem Ausgang des Dampfes eröffnet.

Die Geschwindigkeit einer Fördermaschine anlangend, so ist es meist nicht passend, die Seiltrommel unmittelbar auf der Schwungradwelle anzubringen; da man, um das Seil nicht zu scharf zu biegen, Fördertrommeln nicht gern weniger als 2 m Durchmesser gibt, so erhält man bei der dem Förderseil zu ertheilenden Geschwindigkeit von 2—7 m in der Sekunde (in deutschen Bergwerken meist 3—4 m nicht leicht die für die Dampfmaschine günstigste Kolbengeschwindigkeit und man ist deßhalb veranlaßt, ein Rädervorgelege zwischen Schwungradwelle und Fördertrommelwelle einzuschalten, wodurch sich für beide die geeignetste Geschwindigkeit erzielen läßt.

Um die Maschine schnell auf dem gewünschten Punkte anhalten zu können, wird entweder am Schwungrad, oder an einer auf dessen Welle oder der Fördertrommelwelle angesteckten besondern Scheibe eine Bremse angebracht, die sich durch Hebel oder Schrauben anspannen läßt. Das Anziehen derselben kann aber auch durch Dampfkraft geschehen, wie Fig. 313 zeigt. Hier ist am Ende des Bremshebels die

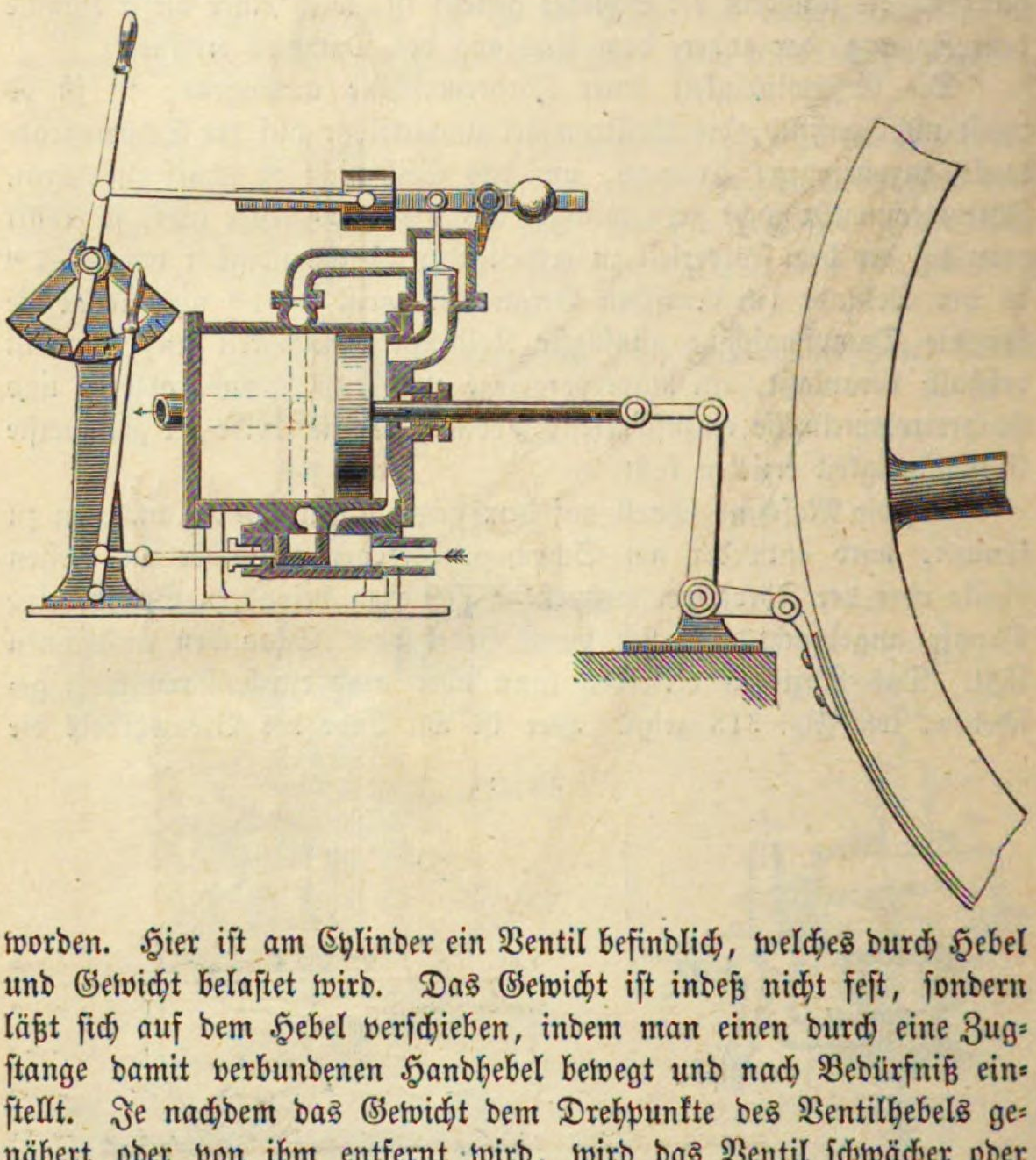
Fig. 313.



Kolbenstange eines kleinen Dampfcylinders angeschlossen, und durch eine seitlich an diesem angebrachte Schiebereinrichtung kann Dampf unter den Kolben gelassen werden, um die Bremshebel zu heben und an die Scheibe anzudrücken; beim Austreten des Dampfes hört natürlich der Druck der Bremse auf die Scheibe auch sofort auf.

Man wirft dieser Bremse vor, daß der Maschinist nicht im Stande sei, dieselbe nach Belieben stärker oder schwächer wirken zu lassen, deßwegen ist die Fig. 314 gezeichnete Bremseinrichtung vorgeschlagen

Fig. 314.



worden. Hier ist am Cylinder ein Ventil befindlich, welches durch Hebel und Gewicht belastet wird. Das Gewicht ist indeß nicht fest, sondern läßt sich auf dem Hebel verschieben, indem man einen durch eine Zugstange damit verbundenen Handhebel bewegt und nach Bedürfniß einstellt. Je nachdem das Gewicht dem Drehpunkte des Ventilhebels genähert oder von ihm entfernt wird, wird das Ventil schwächer oder stärker belastet; das Ventil hebt sich alsdann mehr oder weniger und es strömt etwas Dampf aus dem Cylinder aus, so daß sich in demselben gerade der Dampfdruck herstellt, den man für ein schwächeres oder stärkeres Bremsen wünscht.

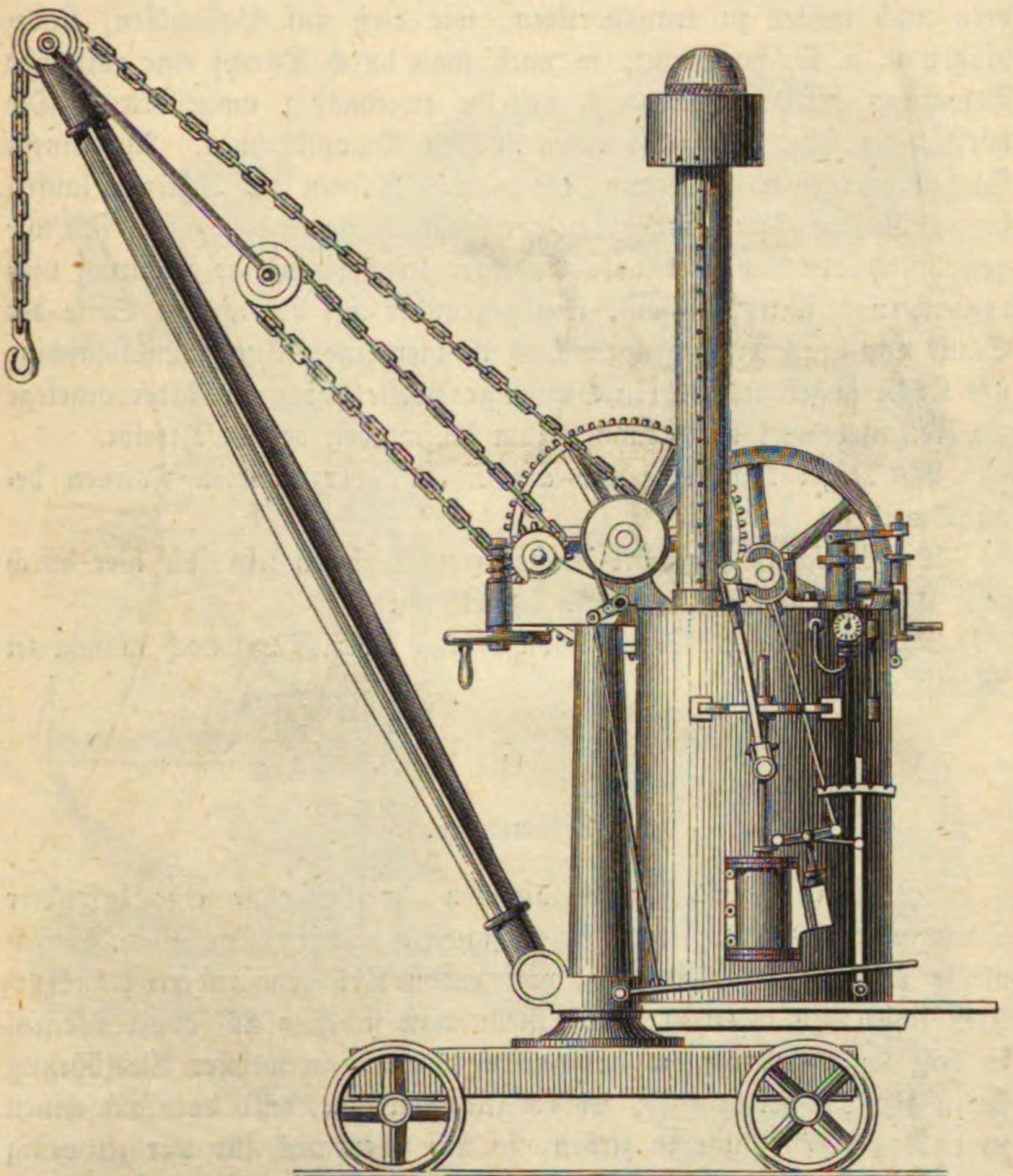
10.

Dampfkrahnen.

Bei den Dampfkrahnen kann man zweierlei Anordnungen unterscheiden, nämlich solche, bei denen eine rotirende Bewegung vorkommt,

und solche, bei denen dieß nicht der Fall ist. Die letzteren können sehr zweckmäßig an Orten verwendet werden, wo man Dampf bereit, aber

Fig. 315.



wegen mangelnder Transmission nicht gerade Gelegenheit hat, eine gewöhnliche Aufziehmaschine anzubringen, und wo die Last lediglich zu heben ist, z. B. in Gießereien, wo man Kohlen und Roheisen nach den Gichtöffnungen der Kupolöfen zu bringen hat.

Eine der einfachsten Einrichtungen für letzteren Zweck besteht aus einem aufrechten Dampfcylinder, der die gewünschte Hubhöhe gewährt und auf dessen Kolbenstangenkopf man eine Plattform anbringt, die in einer geeigneten Führung geht. Durch eine Steuereinrichtung, ähnlich der eines Dampfhammers, läßt man Dampf unter den Kolben

treten und hebt so die Plattform mit der darauf liegenden zu fördernden Last.

Handelt es sich aber darum, eine Last nicht bloß zu heben, sondern auch weiter zu transportiren, wie dieß auf Bahnhöfen, Ladeplätzen u. a. O. vorkommt, so muß man durch Dampf eine rotirende Bewegung hervorbringen und dieselbe zweckmäßig umgestalten. Die vorstehende Fig. 315 zeigt einen solchen Dampfkrahnen. Auf einem Wagen oder einer Plattform, die mittelst Rädern auf Schienen laufen kann, ist eine feste Krahnensäule angebracht; um diese kann sich wie gewöhnlich der Schnabel oder Ausleger in horizontaler Richtung umdrehen, und statt des sonst ihm gegenüber auf der andern Seite der Säule angebrachten Gegengewichtes ist hier eine kleine Dampfmaschine mit Kessel angebracht, deren Schwungradwelle durch ein Rädervorgelege die Kettentrommel des Krahnen zum Aufwinden der Last treibt.

Als Kessel kann eine der auf S. 177 verzeichneten Formen benützt werden.

Die Maschine muß mit Umsteuerung versehen sein, die hier durch zwei Excenter und eine Kouliffe bewirkt wird.

Natürlicherweise gestattet eine derartige Vorrichtung noch mancherlei Modifikationen.

11.

Lokomobilen.

Lokomobilen sind Dampfmaschinen, welche ohne eine besondere Einmauerung des Kessels oder gemauerte Schornsteine und Fundamente zu bedürfen, sich leicht von einem Ort zum andern transportiren lassen; zu letzterem Zwecke stellt man sie auch auf einen Wagen, so daß sie leicht fortgezogen werden können, in welcher Ausführung sie in der Landwirthschaft, wo es gilt, bald da, bald dort Maschinen zu treiben oder Pflüge zu ziehen, so wie überhaupt für nur zeitweilig zu verrichtende Arbeiten sehr in Aufnahme gekommen sind. Fügt man noch die Bedingung hinzu, daß die Maschine ihren Transport selbst bewerkstelligt, so geht sie in die schon im achten Kapitel beschriebene Straßenlokomotive über, bei welcher man bloß das Rädervorgelege auszurücken braucht, um sie mittelst eines auf den Schwungradkranz gelegten Riemens zum Treiben anderer Maschinen geschickt zu machen.

Es ergibt sich von selbst, daß man bloß Hochdruckmaschinen anwendet, und daß vieles von dem, was man bei Lokomotiven fordert, auch hier verlangt wird, nämlich Zusammendrängen der Maschine auf einen kleinen Raum, Sicherheit, Dauerhaftigkeit und leichte Behandlung.

Alle Lokomobilen bestehen der Hauptsache nach aus einem Kessel, der eine innere Feuerung mit direkt darauf sitzendem Schornstein besitzt und welcher gleichzeitig als Fundament für die daran zu schraubende

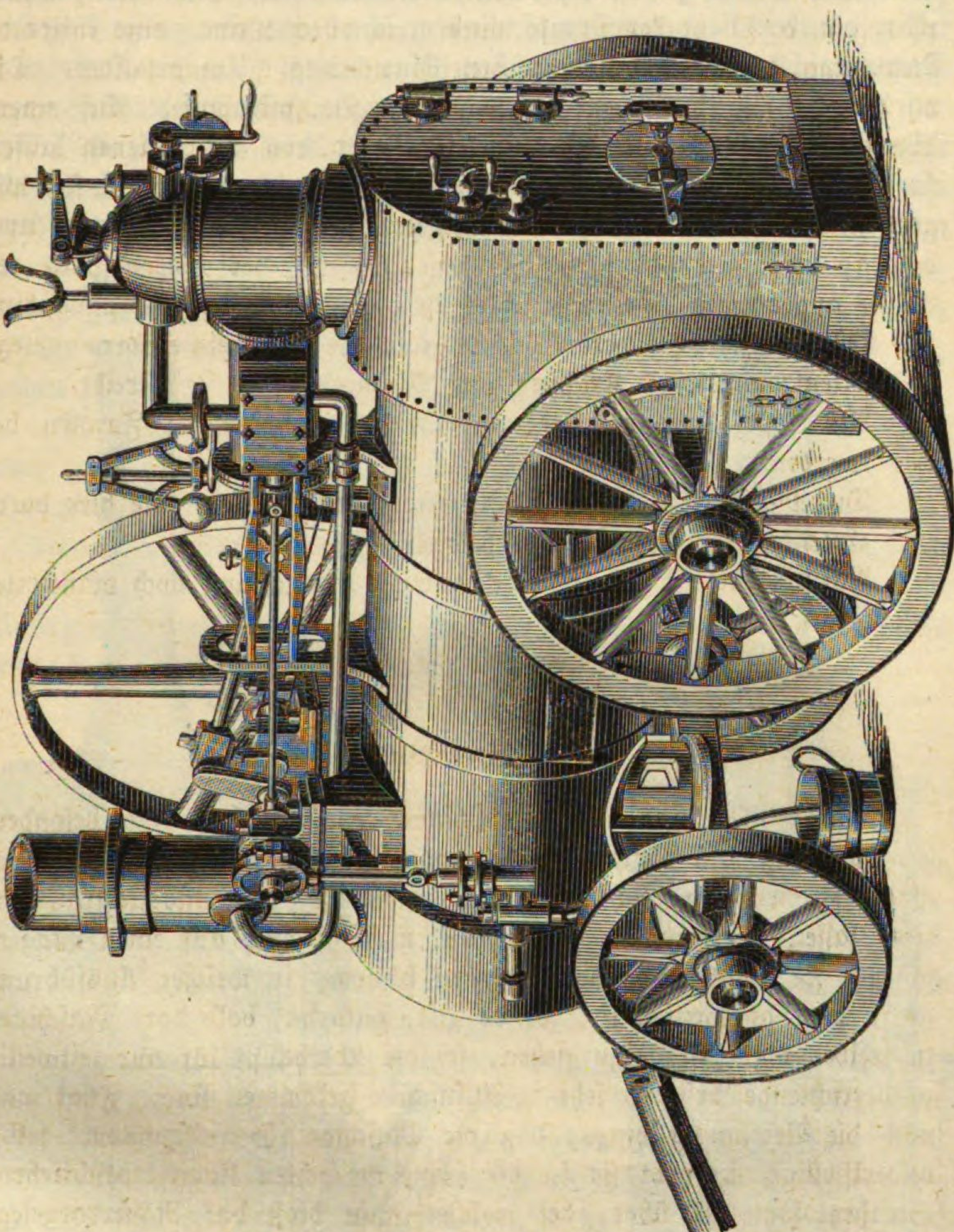


Fig. 316.

Dampfmaschine dient. Die Form des Kessels ist die eines liegenden oder stehenden Cylinders; im ersteren Falle ist dieselbe einem Lokomotivkessel sehr ähnlich, nur wendet man meist etwas weitere Röhren an. Die Fig. 316 zeigt eine solche Lokomobile; der Kessel ruht hier auf vier Rädern, von denen die vorderen kleineren wie bei einem

gewöhnlichen Fuhrwerk des Umlenkens halber an einem drehbaren Vordergestell angebracht sind. Auf dem Theil des Kessels, welcher die Feuerkammer enthält, ist hier noch ein besonderer kuppelförmiger Dampfsammler angebracht, den man aber häufig auch wegläßt, und unmittelbar daneben liegt der Dampfcylinder, überhaupt eine ganze liegende Dampfmaschine nach der einfachsten Einrichtung. Um die Bewegung auf die zu treibenden Maschinen zu übertragen, wird auf die Schwungradwelle eine Riemenscheibe aufgekeilt, oder das Schwungrad selbst als eine solche konstruirt und benutzt. Bei der in neuerer Zeit aufgekommenen Anwendung der Lokomobilen zur Bewegung von Acker-

Fig. 317.

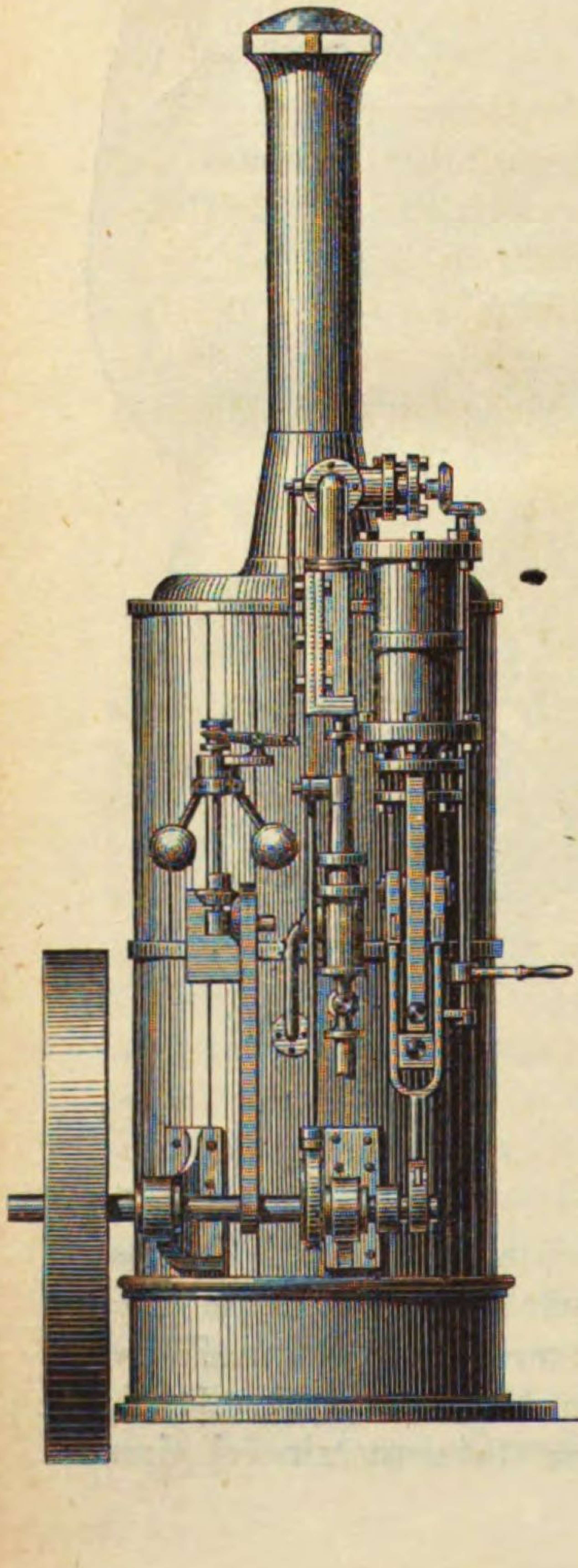
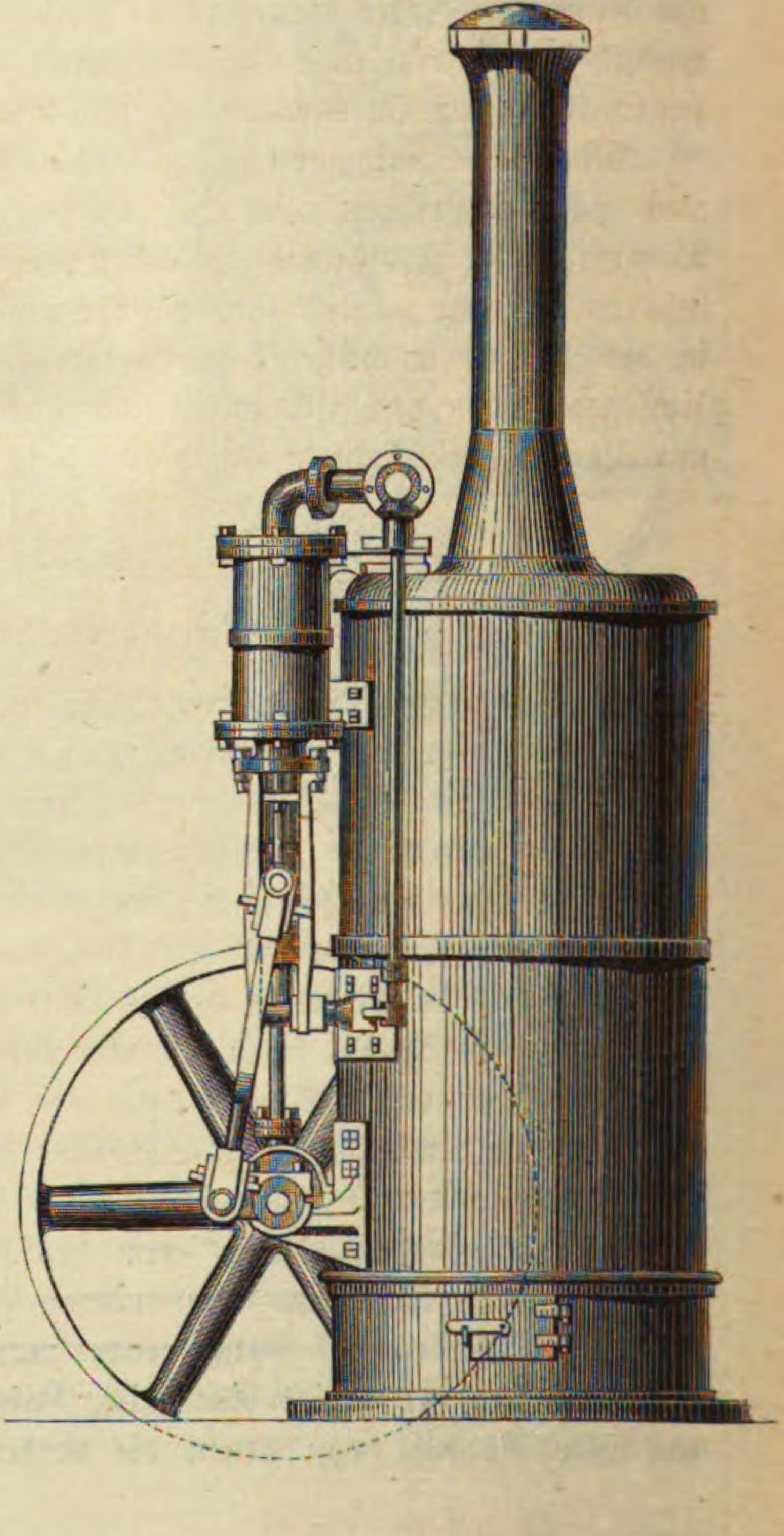


Fig. 318.



pflügen wird entweder neben der Maschine eine Winde aufgestellt, welche das Seil mit dem daran hängenden Pfluge aufwindet, und selbige durch einen Riemen betrieben, oder man bringt unter dem Kessel selbst eine horizontale Windetrommel mit vertikaler Welle an, welche von der Schwungradwelle aus durch stehende Wellen und konische Räder bewegt wird; in letzterem Falle ist die Dampfmaschine auch mit einer Umsteuerung zu versehen.

Eine Lokomobile mit vertikal stehendem Kessel ist in den vorstehenden Figuren 317 und 318 in zwei verschiedenen Ansichten dargestellt. Die Maschine hängt an der Seite des Kessels, die Kolbenstange arbeitet nach unten zu und die Schwungradwelle liegt nahe am Fußboden. Der Betrieb der Speisepumpe und des Dampfschiebers erfolgt hier durch ein einziges Excenter. Die Fig. 82—89, S. 177, zeigen Kessel im Durchschnitt, wie sie hier verwendet werden.

Man baut Lokomobilen von 1—20 Pferdekräften, zuweilen wohl auch noch größer, und bringt nur bei den stärkeren manchmal zwei Dampfcylinder an. Gewöhnlich arbeitet man mit Dampf von 4—6 Atmosphären Spannung und läßt die Schwungradwelle 70—150 Umgänge in der Minute machen. Der Zug im Schornstein (welcher meist zum Umlegen eingerichtet ist) wird auch hier häufig durch ein Blaserohr mittelst des verbrauchten Dampfes erzielt.

12.

Rotirende Maschinen.

Da die meisten Dampfmaschinen eine kreisförmige oder drehende Bewegung hervorbringen müssen, so hat man sich schon längst bemüht, eine solche unmittelbar zu erlangen und nicht erst durch Cylinder und Kolben eine geradlinig wiederkehrende zu erzeugen und diese dann durch Kurbeln in eine Drehbewegung umzuwandeln.

Wie Seite 27 bereits erwähnt, versuchte schon Watt eine dergleichen rotirende Maschine herzustellen und seit dieser Zeit sind eine sehr bedeutende Anzahl der verschiedenartigsten Konstruktionen für diesen Zweck erfunden und versucht worden; so einfach aber auch das gestellte Problem auf den ersten Blick erscheint, so hat doch bis jetzt von allen diesen vorgeschlagenen Einrichtungen noch keine sich eines besondern Erfolges zu erfreuen gehabt. So wenig man indeß behaupten kann, daß auch alle künftigen Bemühungen nach dieser Richtung hin vergeblich sein werden, so ist doch unverkennbar, daß es weit schwieriger ist, auf diesem Wege die Dampfkraft eben so vortheilhaft zu benutzen und Dampfverluste zu verhüten, als bei gewöhnlichen Cylindermaschinen,

und daß überhaupt die Kraftverminderung, die aus der Kurbelbewegung hervorgehen soll, ein großentheils nur eingebildeter Nachtheil der Cylindermaschinen ist.

Sehen wir zunächst von denjenigen Einrichtungen ab, bei welchen man den Dampf nur ähnlich wie bei einem Segner'schen Wasserrade tangentiell aus den Enden von auf einer drehbaren Welle angebrachten Armen ausströmen und lediglich durch Reaktion gegen diese Arme eine drehende Bewegung hervorbringen läßt; oder von den Konstruktionen, wo der Dampf durch Stoß gegen Schaufeln ähnlich wie bei einem Wasserrad oder einer Stoßturbine wirken soll, durch welche Mittel man jedenfalls nur einen geringen Wirkungsgrad erreichen kann, so liegt den meisten bisher angegebenen rotirenden Maschinen die Idee zum Grunde, den Dampf auf einen in einer ringförmigen Höhlung dicht anliegenden und um eine Achse rotirenden Kolben oder Flügel wirken zu lassen. Da aber der Dampf nur dann wirken kann, wenn er bloß auf eine Seite dieses Kolbens drückt, so muß nothwendig die andere Seite desselben auf eine passende Art der Einwirkung des Dampfdruckes entzogen werden, man muß also hinter dem Kolben eine Absperrung anbringen. Um aber eine vollkommene Umdrehung des Kolbens um seine Achse zu ermöglichen, muß er entweder selbst ausweichen, wenn er bei der Absperrungsvorrichtung ankommt, oder diese letztere muß zurückweichen, bis der Kolben bei ihr vorbeigegangen ist. Der letztere Fall findet z. B. bei der Seite 27 gezeichneten Maschine statt.

Man hat auch Maschinen gebaut, bei denen sich die Welle mit dem Kolben nicht vollständig im Kreise dreht, sondern bloß vorwärts und rückwärts schwingt, bis der Kolben jedesmal an der Absperrung antrifft; es ergibt sich dann aber immer wieder die Nothwendigkeit, eine Kurbel und ein Schwungrad behufs der Herstellung der vollkommenen Kreisbewegung anzubringen, und der Vortheil einer rotirenden Maschine geht verloren. Derartige Maschinen kann man auch bloß als halbrotirende bezeichnen.

Die Hauptschwierigkeit liegt nun darin, die Flügel oder Kolben und die Absperrvorrichtung so einzurichten, daß sie stets dampfdicht an der Gehäusewandung, beziehungsweise an der Welle, anschließen und daß dieser dichte Schluß auch durch die Abnutzung nicht leidet. Es ist diesen Bedingungen allenfalls bei einer neuen Maschine zu entsprechen möglich, aber da die Geschwindigkeiten an den verschiedenen Dichtungs- und Reibungsstellen verschieden groß sind, so entsteht auch bald eine ungleiche Abnutzung, in Folge deren sich Undichtheiten einstellen und den Nutzeffekt verringern. Zum Theil hat man diese Uebelstände

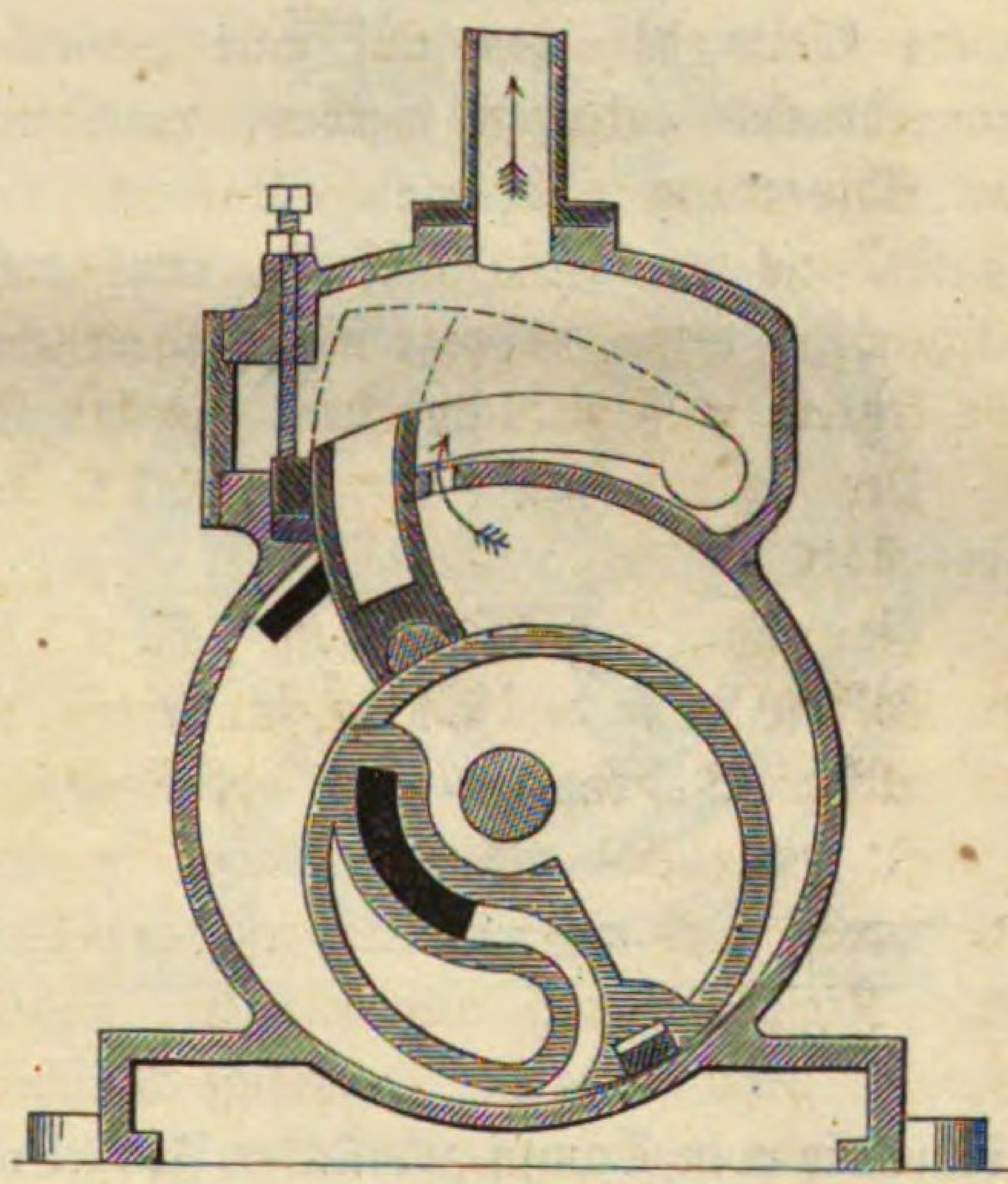
dadurch zu beseitigen gesucht, daß man dem Gehäuse eine konische oder kugelförmige Gestalt gab, oder auch den Flügel ganz kreisrund oder halbkreisförmig herstellte; es wird dadurch allerdings die Möglichkeit gegeben, daß sich die abgenutzten Theile von selbst durch einzulegende Dichtungsringe oder Schienen nachstellen können, doch hat auch dieses Mittel derartigen Maschinen keinen Eingang zu verschaffen vermocht.

Es ist keine Frage, daß eine solche Maschinenkonstruktion sich vorzüglich für Schiffe oder Lokomotiven eignen würde, weil sie sehr wenig Raum einnehmen und auch durch ihr geringeres Gewicht sich sehr empfehlen dürfte.

Von den vielerlei versuchten Anordnungen können wir hier nur einige erwähnen.

Bei der in Fig. 319 im Durchschnitt dargestellten Maschine bewegt sich innerhalb eines ausgebohrten cylindrischen Gehäuses ein zweiter Cylinder von kleinerem Durchmesser, welcher aber derart excentrisch gegen das Gehäuse gestellt ist, daß ein Punkt seines Umfanges an der Gehäusewand anliegt und daselbst durch eine in einer Nuth liegende, durch eine Feder angepreßte Schiene angedichtet ist. Durch eine rechtwinklige Oeffnung im obern Theil der Gehäusewand ragt eine mittelst zweier Arme an einer Welle drehbar aufgehängte Falle herab und legt sich mittelst einer eingelegten halbkreisförmigen Dichtungsschiene genau schließend auf den kleinen Cylinder auf. Vor dieser Falle befindet sich an der Stirnfläche des Gehäuses eine Oeffnung für den Dampfeintritt, hinter der Falle in der Mantelfläche des Gehäuses eine Oeffnung für den Dampfausgang.

Fig. 319.

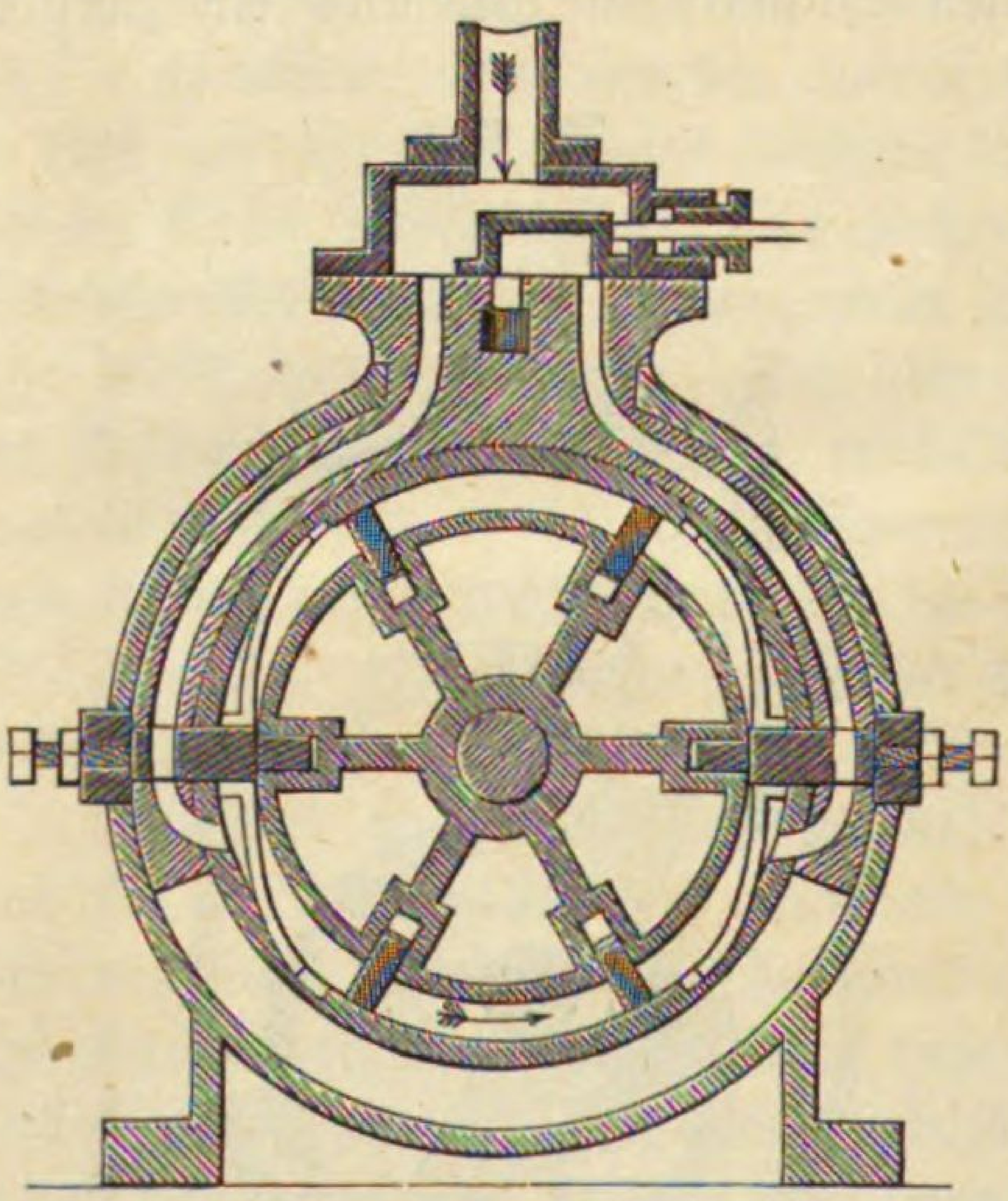


Da die Falle durch ihr Gewicht stets auf dem innern Cylinder aufruht, so bildet sie die vorhin erwähnte Absperrung; der Dampf wird stets den innern Cylinder vor sich her treiben, aber nicht mit gleich bleibender Kraft, da die Größe der gedrückten Fläche stets wechselt, weßhalb auch hier ein Schwungrad angewendet werden muß.

Diese Maschine kann man auch für Expansion einrichten; es wird dann die nahe am Gehäuseumfang befindliche Dampfeinströmungsöffnung verschlossen und eine solche nahe an der Achse angebracht, der innere Cylinder erhält dann an seiner Stirnfläche eine damit korrespondirende Oeffnung, die durch einen Kanal mit dem höchsten Punkt seines Umfanges verbunden wird. Je nach der Ausdehnung dieser beiden Oeffnungen an der Gehäusewand und am innern Cylinder wird bei jeder Umdrehung des letztern früher oder später der Dampf abgesperrt und kann also durch Expansion wirken.

Die durch Fig. 320 dargestellte Maschine kann mit Leichtigkeit umgesteuert werden, also vorwärts oder rückwärts gehen. Das Gehäuse ist hier konisch hergestellt, damit sich bei erfolgter Abnutzung Alles leicht wieder dicht anschließend nachstellen läßt. Innerhalb des Gehäuses befindet sich hier ein zweiter drehbarer Konus, der am Umfang sechs nach seiner Länge hin laufende Nuthen hat, in denen Schienen liegen, die durch Federn stets nach außen gedrückt werden. Einander diametral gegenüber sind im äußeren Konus zwei Unterbrechungen, in denen ebenfalls Schienen liegen, die durch Stellschrauben dicht an die Außenfläche des innern Konus angestellt werden können; dieselben bilden zwei der früher erwähnten Absperrungen, während die Schienen am innern Konus die vom Dampf gedrückten Flügel oder Kolben darstellen. Damit letztere beim Rotiren des innern Konus an den Absperrungen vorbeigehen können, sind an diesen je zwei gekrümmte Leitschienen angebracht, welche die sich ihnen nähernden Flügel in ihre Nuthen zurückdrängen, beziehungsweise sie wieder langsam austreten lassen. Oben auf dem Gehäuse sieht man einen Dampfschieberkasten, dessen Spiegel drei Oeffnungen besitzt, von denen die mittlere zum Dampfausgang dient; der Dampfschieber bezweckt lediglich das Umsteuern und bedeckt stets die mittlere und eine der beiden Seitenöffnungen. Auf unserer Abbildung ist angenommen, daß links frischer Dampf eintritt und den innern Konus

Fig. 320.



in der Pfeilrichtung vor sich hertreibt, der verbrauchte Dampf tritt dann nach seiner Wirkung durch die Oeffnung rechts und unter dem Schieber weg ins Freie oder in den Kondensator.

Die Seite 27 abgebildete Maschine wird auch so ausgeführt, daß der absperrende Theil feststeht und der vom Dampf getriebene Flügel sich umlegt, man bringt dann mehrere der letzteren an und verbindet sie so unter einander, daß, wenn der eine bei der Absperrung ankommt und von ihr niedergelegt wird, er den gegenüberstehenden aufhebt und der Wirkung des Dampfes aussetzt.

Eine ganz abweichende Konstruktion rotirender Dampfmaschinen besteht darin, daß man einen gewöhnlichen festliegenden Dampfcylinder mit hin und her gehendem Kolben anwendet; letzterer greift mittelst eines Stiftes in eine nach rechts und links gerichtete steile Schraubenwindung der Kolbenstange, die alsdann die treibende Welle ist und sich drehen kann, während der Kolben verhindert werden muß, an dieser Drehung Theil zu nehmen. Oder man hat auch drei Dampfcylinder um eine Welle herum mit ihren Achsenrichtungen parallel zu letzterer gruppirt und läßt ihre Kolbenstangenenden gegen eine Scheibe wirken, deren Achsenrichtung mit der ersten Welle einen Winkel einschließt; beim Herausgehen der Kolben suchen sie nun wegen dieses schrägen Hindernisses, welches die Scheibe darbietet, die Welle zu drehen, und es erzeugt sich so eine Rotationsbewegung.

Tabelle I.

Temperatur und Druck des Dampfes nach Regnault.

Temperatur. Centigrade.	Druck in Atmosphären.	Temperatur. Centigrade.	Druck in Atmosphären.	Temperatur. Centigrade.	Druck in Atmosphären.
— 30⁰	0,00048	10⁰	0,0121	50⁰	0,1210
29	0,00052	11	0,0129	51	0,1272
28	0,00057	12	0,0138	52	0,1336
27	0,00062	13	0,0147	53	0,1403
26	0,00067	14	0,0157	54	0,1473
25	0,00073	15	0,0167	55	0,1546
24	0,00079	16	0,0178	56	0,1622
23	0,00086	17	0,0190	57	0,1701
22	0,00094	18	0,0202	58	0,1783
21	0,00102	19	0,0215	59	0,1869
20	0,00111	20	0,0229	60	0,1958
19	0,00121	21	0,0243	61	0,2051
18	0,00131	22	0,0259	62	0,2141
17	0,00143	23	0,0275	63	0,2247
16	0,00155	24	0,0292	64	0,2352
15	0,00169	25	0,0310	65	0,2460
14	0,00184	26	0,0329	66	0,2572
13	0,00200	27	0,0349	67	0,2689
12	0,00218	28	0,0370	68	0,2810
11	0,00237	29	0,0392	69	0,2936
10	0,00258	30	0,0415	70	0,3067
9	0,00281	31	0,0440	71	0,3203
8	0,00306	32	0,0465	72	0,3343
7	0,00333	33	0,0492	73	0,3489
6	0,00363	34	0,0521	74	0,3640
5	0,00395	35	0,0551	75	0,3796
4	0,00430	36	0,0582	76	0,3958
3	0,00479	37	0,0614	77	0,4126
2	0,00510	38	0,0649	78	0,4300
1	0,00556	39	0,0685	79	0,4480
0	0,0061	40	0,0722	80	0,4666
+ 1	0,0065	41	0,0762	81	0,4859
2	0,0070	42	0,0803	82	0,5058
3	0,0075	43	0,0847	83	0,5265
4	0,0080	44	0,0892	84	0,5478
5	0,0086	45	0,0939	85	0,5698
6	0,0092	46	0,0989	86	0,5926
7	0,0099	47	0,0101	87	0,6161
8	0,0155	48	0,1095	88	0,6404
9	0,0113	49	0,1151	89	0,6655

Tabelle I.

Fortsetzung.

Temperatur. Centigrade.	Druck in Atmosphären.	Temperatur. Centigrade.	Druck in Atmosphären.	Temperatur. Centigrade.	Druck in Atmosphären.
90°	0,6914	130°	2,6714	170°	7,8443
91	0,7181	131	2,7525	171	8,0358
92	0,7457	132	2,8356	172	8,2309
93	0,7742	133	2,9206	173	8,4297
94	0,8036	134	3,0078	174	8,6326
95	0,8339	135	3,0970	175	8,8387
96	0,8652	136	3,1884	176	9,0490
97	0,8974	137	3,2819	177	9,2631
98	0,9306	138	3,3776	178	9,4812
99	0,9649	139	3,4753	179	9,7033
100	1,00	140	3,5758	180	9,9295
101	1,0363	141	3,6784	181	10,1597
102	1,0737	142	3,7833	182	10,3941
103	1,1122	143	3,8904	183	10,6327
104	1,1518	144	4,0003	184	10,8755
105	1,1926	145	4,1126	185	11,1226
106	1,2346	146	4,2273	186	11,3741
107	1,2778	147	4,3446	187	11,6300
108	1,3222	148	4,4644	188	11,8903
109	1,3680	149	4,5870	189	12,1542
110	1,4150	150	4,7121	190	12,4246
111	1,4636	151	4,8400	191	12,6986
112	1,5129	152	4,9707	192	12,9772
113	1,5640	153	5,1042	193	13,2605
114	1,6164	154	5,2405	194	13,5487
115	1,6703	155	5,3797	195	13,8416
116	1,7256	156	5,5218	196	14,1349
117	1,7824	157	5,6669	197	14,4408
118	1,8408	158	5,8151	198	14,7498
119	1,9007	159	5,9663	199	15,0625
120	1,9622	160	6,1206	200	15,2802
121	2,0253	161	6,2780	202	16,0313
122	2,0901	162	6,4386	204	16,7030
123	2,1565	163	6,6025	206	17,3962
124	2,2247	164	6,7697	208	18,1112
125	2,2946	165	6,9402	210	18,8484
126	2,3663	166	7,1141	213	19,9967
127	2,4397	167	7,2913	216	21,1973
128	2,5151	168	7,4721	220	22,8821
129	2,5923	169	7,6564	225	25,1277

Tabelle II.

Wärmegehalt und Dichtigkeit des Dampfes.

Druck in Atmosphären.	Temperatur. Celsius.	Flüssigkeitswärme q.	Innere latente Wärme ρ.	Aeußere latente Wärme a.	Verdampfungswärme r.	Volumen von 1 Kil. Dampf.	Gewicht von 1 Kubm. Dampf.
0,08	41,93°	41,99	542,14	34,16	577,30	18,226	0,055
0,1	46,21	46,28	538,84	35,46	574,30	14,959	0,067
0,2	60,46	60,59	527,58	36,76	564,34	7,754	0,129
0,3	69,49	69,69	520,43	37,57	558,00	5,284	0,189
0,4	76,25	76,50	515,18	38,17	553,25	4,026	0,248
0,5	81,71	82,02	510,76	38,64	549,40	3,260	0,307
0,6	86,32	86,66	507,12	39,04	546,16	2,744	0,364
0,7	90,32	90,70	503,96	39,39	543,35	2,374	0,421
0,8	93,88	94,30	501,14	39,69	540,83	2,093	0,478
0,9	97,08	97,54	498,61	39,96	538,57	1,874	0,534
1,0	100,00	100,50	496,25	40,25	536,50	1,697	0,589
1,1	102,68	103,22	494,18	40,43	534,61	1,551	0,645
1,2	105,17	105,74	492,21	40,63	532,84	1,428	0,700
1,3	107,50	108,10	490,36	40,82	531,18	1,325	0,755
1,4	109,68	110,32	488,64	40,99	529,63	1,233	0,810
1,5	111,74	112,41	487,01	41,16	528,17	1,157	0,864
1,6	113,69	114,39	485,47	41,32	526,79	1,090	0,918
1,7	115,54	116,27	484,01	41,46	525,47	1,030	0,972
1,8	117,30	118,06	482,61	41,60	524,21	0,976	1,026
1,9	118,99	119,78	481,28	41,73	523,01	0,927	1,080
2,0	120,60	121,42	480,00	41,86	521,86	0,882	1,134
2,1	122,15	122,99	478,78	41,98	520,76	0,842	1,187
2,2	123,64	124,51	477,60	42,10	519,70	0,806	1,240
2,3	125,07	125,97	476,47	42,21	518,68	0,773	1,293
2,4	126,46	127,39	475,37	42,31	517,68	0,743	1,346
2,5	127,80	128,75	474,31	42,42	516,73	0,715	1,398
2,6	129,10	130,08	473,28	42,52	515,80	0,690	1,450
2,7	130,35	131,35	472,29	42,61	514,90	0,666	1,502
2,8	131,57	132,56	471,33	42,70	514,03	0,644	1,554
2,9	132,76	133,81	470,39	42,79	513,18	0,623	1,606
3,0	133,91	134,99	469,48	42,88	512,36	0,603	1,658
3,1	135,03	136,13	468,59	42,96	511,55	0,585	1,710
3,2	136,12	137,25	467,73	43,04	510,77	0,568	1,762
3,3	137,19	138,34	466,88	43,12	510,00	0,551	1,814
3,4	138,23	139,40	466,01	43,20	509,21	0,535	1,866

Tabelle II.

Fortsetzung.

Druck in Atmosphären.	Temperatur. Celsius.	Flüssigkeitswärme q.	Innere latente Wärme ρ.	Aeußere latente Wärme a.	Verdampfungswärme r.	Volumen von 1 Kil. Dampf.	Gewicht von 1 Kubm. Dampf.
3,5	139,24	140,44	465,36	43,27	508,53	0,522	1,918
3,6	140,23	141,45	464,48	43,34	507,82	0,508	1,969
3,7	141,21	142,45	463,70	43,41	507,11	0,495	2,020
3,8	142,15	143,42	462,96	43,48	506,44	0,483	2,071
3,9	143,08	144,37	462,22	43,55	505,77	0,471	2,122
4,0	144,00	145,31	461,50	43,61	505,11	0,460	2,173
4,1	144,89	146,22	460,80	43,68	504,48	0,450	2,224
4,2	145,76	147,11	460,10	43,74	503,84	0,440	2,275
4,3	146,61	147,99	459,43	43,78	503,21	0,430	2,326
4,4	147,46	148,86	458,76	43,86	502,62	0,421	2 377
4,5	148,29	149,71	458,10	43,92	502,02	0,412	2,428
4,6	149,10	150,34	457,46	43,96	501,42	0,403	2,479
4,7	149,90	151,36	456,33	44,03	500,86	0,395	2,530
4,8	150,69	152,17	456,20	44,08	500,28	0,388	2,580
4,9	151,46	152,96	455,60	44,14	499,74	0,380	2,630
5,0	152,22	153,74	455,00	44,19	499,19	0,373	2,680
5,1	152,97	154,51	454,40	44,24	498,64	0,366	2,730
5,2	153,70	155,26	453,82	44,29	498,11	0,360	2,780
5,3	154,43	156,01	453,25	44,34	497,59	0,353	2,830
5,4	155,14	156,75	452,68	44,39	497,07	0,347	2,880
5,5	155,85	157,47	452,12	44,44	496,56	0,341	2,930
5,6	156,54	158,18	451,58	44,49	496,07	0,335	2,980
5,7	157,22	158,88	451,04	44,53	495,57	0,330	3,030
5,8	157,90	159,58	450,50	44,58	495,08	0,325	3,080
5,9	158,56	160,26	449,98	44,62	494,60	0,320	3,130
6,0	159,22	160,94	449,46	44,67	494,13	0,315	3,179
6,1	159,87	161,61	448,94	44,71	493,65	0,310	3,228
6,2	160,51	162,26	448,44	44,75	493,19	0,305	3,277
6,3	164,14	162,92	447,94	44,79	492,73	0,301	3,326
6,4	161,76	163,55	447,47	44,84	492,31	0,297	3,374
6,5	162,37	164,18	446,96	44,88	491,84	0,292	3,424
6,6	162,98	164,81	446,48	44,92	491,40	0,288	3,473
6,7	163,58	165,43	446,01	44,96	490,97	0,284	3,522
6,8	164,18	166,05	445,53	44,99	490,52	0,280	3,571
6,9	164,76	166,65	445,07	45,03	490,10	0,276	3,619

Tabelle II.

Fortsetzung.

Druck in Atmosphären.	Temperatur. Celsius.	Flüssigkeitswärme q.	Innere latente Wärme ρ.	Aeußere latente Wärme a.	Verdampfungswärme r.	Volumen von 1 Kil. Dampf.	Gewicht von 1 Kubm. Dampf.
7,0	165,34	167,24	444,62	45,07	489,69	0,273	3,688
7,1	165,92	167,83	444,19	45,11	489,30	0,269	3,717
7,2	166,49	168,41	443,76	45,15	488,91	0,265	3,766
7,3	167,05	168,99	443,33	45,19	488,52	0,261	3,815
7,4	167,60	169,56	442,90	45,22	488,12	0,258	3,865
7,5	168,14	170,14	442,48	45,25	487,73	0,255	3,914
7,6	168,67	170,71	442,94	45,29	487,03	0,252	3,962
7,7	169,20	171,27	441,50	45,32	486,82	0,248	4,011
7,8	169,73	171,82	441,06	45,36	486,42	0.245	4,061
7,9	170,25	172,36	440,62	45,39	486,01	0,242	4,109
8,0	170,81	172,89	440,29	45,42	485,71	0,239	4,159
8,2	171,81	173,93	439,59	45,49	484,98	0,235	4,255
8,4	172,80	174,96	438,72	45,55	484,27	0,230	4,355
8,6	173,79	175,99	437,94	45,61	483,55	0,225	4,449
8,8	174,78	177,01	437,14	45,67	482,81	0,220	4,550
9.0	175,77	178,02	436,36	45,73	482,09	0,215	4,647
9,2	176,68	178,97	435,64	45,79	481,43	0.211	4,744
9,4	177,59	179,92	434,92	45,85	480,77	0,207	4,844
9,6	178,50	180,86	434,20	45,90	480,10	0,203	4,940
9.8	179,41	181,79	433,48	45,95	479,43	0,199	5,036
10,0	180,31	182,72	432,77	46,00	478,77	0,195	5,132
10,25	181,38	183,83	431.93	46,06	477,99	0,191	5,252
10,5	182,44	184,93	431,09	46,13	477,22	0,186	5,371
10,75	183,48	186,01	430,27	46,19	476,46	0,182	5,490
11,0	184,50	187,07	429,46	46,25	475,71	0,178	5,609
11,25	185,51	188,11	428,66	46,31	474,97	0,175	5,728
11,5	186,49	189,13	427,89	46,36	474,25	0,171	5,846
11,75	187,46	190,14	427,12	46,42	473,54	0,167	5,964
12,0	188,41	191,13	426,36	46,47	472,83	0,164	6,082
12,25	189,35	192,10	425,62	46,52	472,14	0,161	6,200
12,5	190,27	193,06	424,90	46,58	471,48	0,158	6,318
12,75	191,18	194,01	424,20	46,63	470,83	0,155	6,436
13,0	192,08	194,94	423,46	46,68	470,14	0,152	6,554
13,5	193,83	196,77	422,08	46,77	468,15	0,147	6,789
14,0	195,53	198,56	420,74	46,86	467,60	0,142	7,024

Tabelle III.

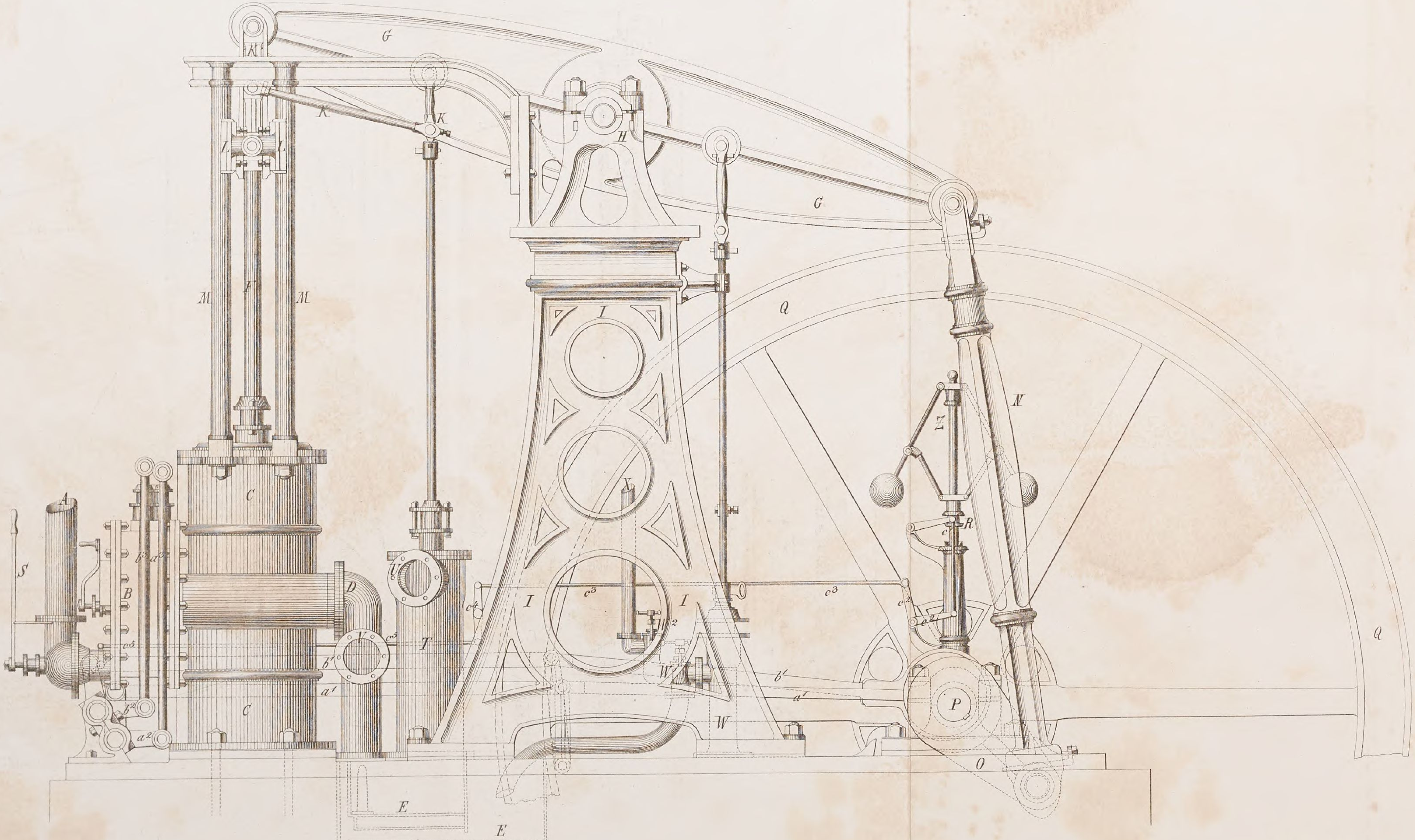
Druck und Arbeit des gesättigten, trocknen Dampfes nach der Expansion.

Ausdehnung vom Raum 1 in den Raum	Druck des Dampfes am Ende der Expansion: Hyperbel.	Druck des Dampfes am Ende der Expansion: Adiab. Kurve.	Arbeit des Dampfes während der Expansion: Hyperbel.	Arbeit des Dampfes während der Expansion: Adiabat. Kurve.
1	1	1	0	0
1,25	0,800	0,776	0,223	0,220
1,50	0,667	0,631	0,405	0,395
1,75	0,571	0,530	0,560	0,539
2	0,500	0,456	0,693	0,662
2,25	0,444	0,398	0,811	0,768
2,50	0,400	0,353	0,916	0,862
2,75	0,364	0,317	1,011	0,946
3	0,333	0,291	1,098	1,021
3,25	0,308	0,266	1,178	1,089
3,50	0,286	0,244	1,253	1,152
3,75	0,267	0,220	1,322	1,209
4	0,250	0,208	1,386	1,263
4,25	0,235	0,194	1,447	1,314
4,50	0,222	0,182	1,504	1,362
4,75	0,211	0,173	1,558	1,406
5	0,200	0,162	1,609	1,449
5,25	0,190	0,152	1,658	1,488
5,50	0,182	0,144	1,705	1,524
5,75	0,174	0,137	1,749	1,559
6	0,167	0,131	1,791	1,592
6,25	0,160	0,125	1,831	1,624
6,50	0,154	0,119	1,872	1,654
6,75	0,148	0,114	1,909	1,684
7	0,143	0,110	1,946	1,712
7,25	0,138	0,105	1,981	1,739
7,50	0,133	0,101	2,015	1,765
7,75	0,129	0,097	2,047	1,790
8	0,125	0,094	2,079	1,813
8,25	0,121	0,091	2,110	1,836
8,50	0,118	0,088	2,140	1,858
8,75	0,114	0,085	2,169	1,880
9	0,111	0,083	2,197	1,900
9,50	0,105	0,078	2,251	1,941
10	0,100	0,073	2,303	1,978
10,5	0,095	0,069	2,352	2,014
11	0,091	0,066	2,398	2,049
12	0,083	0,060	2,485	2,109
13	0,077	0,054	2,565	2,165
14	0,071	0,050	2,639	2,219

Tabelle IV.

Druck und Arbeit des feuchten Dampfes nach der Expansion, gemäß der adiabatischen Kurve.

Ausdehnung vom Raum 1 in den Raum	Druck und Arbeit während der Volldruckperiode = 1 angenommen: Dampfgehalt 0,9. Druck.	Arbeit z.	Dampfgehalt 0,8. Druck.	Arbeit z.	Dampfgehalt 0,7. Druck.	Arbeit z.	Dampfgehalt 0,6. Druck.	Arbeit z.
1	1	0	1	0	1	0	1	0
1,25	0,778	0,220	0,780	0,221	0,782	0,222	0,785	0,222
1,50	0,633	0,396	0,636	0,397	0,640	0,397	0,645	0,397
1,75	0,533	0,541	0,536	0,543	0,540	0,544	0,545	0,545
2	0,458	0,665	0,462	0,668	0,466	0,670	0,471	0,671
2,25	0,401	0,772	0,405	0,775	0,409	0,779	0,414	0,781
2,50	0,356	0,866	0,360	0,870	0,364	0,874	0,369	0,877
2,75	0,320	0,951	0,323	0,956	0,327	0,961	0,332	0,965
3	0,293	1,027	0,296	1,032	0,299	1,037	0,303	1,041
3,25	0,269	1,096	0,273	1,103	0,277	1,109	0,281	1,114
3,50	0,247	1,160	0,250	1,168	0,253	1,175	0,257	1,181
3,75	0,228	1,219	0,231	1,228	0,234	1,236	0,238	1,243
4	0,211	1,274	0,214	1,284	0,218	1,292	0,222	1,299
4,25	0,197	1,326	0,200	1,336	0,203	1,345	0,207	1,353
4,50	0,185	1,374	0,188	1,384	0,191	1,393	0,195	1,401
4,75	0,176	1,418	0,179	1,429	0,182	1,440	0,186	1,450
5	0,164	1,462	0,167	1,473	0,170	1,483	0,174	1,492
5,25	0,155	1,501	0,158	1,513	0,161	1,525	0,164	1,535
5,50	0,147	1,539	0,150	1,553	0,153	1,565	0,156	1,576
5,75	0,140	1,574	0,143	1,588	0,145	1,601	0,148	1,613
6	0,134	1,607	0,136	1,611	0,138	1,635	0,141	1,648
6,25	0,129	1,640	0,131	1,655	0,133	1,669	0,137	1,682
6,50	0,123	1,671	0,125	1,687	0,127	1,702	0,130	1,716
6,75	0,118	1,701	0,120	1,717	0,122	1,732	0,125	1,746
7	0,114	1,730	0,116	1,747	0,117	1,763	0,119	1,778
7,25	0,109	1,758	0,111	1,776	0,112	1,792	0,115	1,807
7,50	0,105	1,784	0,107	1,802	0,108	1,820	0,111	1,836
7,75	0,101	1,810	0,103	1,828	0,104	1,846	0,107	1,862
8	0,097	1,834	0,099	1,854	0,100	1,872	0,103	1,889
8,25	0,095	1,858	0,097	1,878	0,098	1,896	0,101	1,913
8,50	0,092	1,880	0,094	1,901	0,095	1,920	0,098	1,938
8,75	0,088	1,900	0,090	1,924	0,091	1,944	0,094	1,962
9	0,086	1,924	0,088	1,946	0,089	1,966	0,092	1,984
9,50	0,082	1,964	0,084	1,986	0,085	2,007	0,088	2,027
10	0,076	2,004	0,078	2,028	0,079	2,050	0,082	2,070
10,50	0,072	2,041	0,074	2,066	0,075	2,090	0,078	2,112
11	0,069	2,076	0,070	2,101	0,071	2,125	0,074	2,147
12	0,062	2,139	0,063	2,167	0,064	2,192	0,067	2,215
13	0,056	2,197	0,057	2,227	0,058	2,254	0,061	2,279
14	0,052	2,252	0,053	2,283	0,054	2,311	0,056	2,337



M. Aigner sc. Wien.

Fig. 1.





Fig. 2.



M. Aigner sc. Wien.

Bernoulli, Christoph,

Bernoulli's Dampfmaschinenlehre mit 320 in den Text gedruckten Holzschnitten und 2 Kupfertafeln

Stuttgart 1877